

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení**

**Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé  
čerpadlo**

**Inducer Design for a Single-Stage Centrifugal Volute Pump**

Student:

Bc. Michal Abrahánek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## **Zadání diplomové práce**

Student: **Bc. Michal Abrahánek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika  
Téma: **Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo**  
**Inducer Design for a Single-Stage Centrifugal Volute Pump**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Popište daný problém a cíl úlohy.
2. Zpracujte teoretický základ k danému tématu.
3. Vypracujte postup pro návrh základních rozměrů induceru.
4. Proved'te návrh induceru s přímou lopatkovou mříží pro zadané parametry.
5. Proved'te CFD analýzu pro sestavu induceru s oběžným kolem.
6. Proved'te zhodnocení výsledků.

Seznam doporučené odborné literatury:

- NOSKIEVIČ, J. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha, 1990, 332 s. ISBN 80-03-00206-0.  
BLÁHA, K., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. ČVUT, Praha, 1997, ISBN 80-01-01626-9.  
MELICHAR, J., BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje. Konstrukce a provoz*. ČVUT, Praha 2002, 378 s. ISBN 80-01-02657-4.  
GÜLICH, J. *Centrifugal pumps, Second Edition*. Berlin, Springer, 2010, 964 s. ISBN 978-3-642-12823-3.  
BRENNEN, Ch. E. *Hydrodynamics of pump*. 1994. Dostupné na:  
<http://authors.library.caltech.edu/25019/1/chap7.htm>.  
BOJKO, M. *3D proudění – Ansys Fluent, učební text*. VŠB-TU Ostrava, 2012, 314 s. Dostupné na  
<http://www.338.vsb.cz/studium/skripta/>.  
RODI, W., FUEYO, N. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments*. Spain, 2002. 1009 s. ISBN 0-08-044114-9.  
BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online]. Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>.

Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 21.5.2018

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2018

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora:

Michal Abrahánek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lesná 512/4

Mostkovice 798 02

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

**ABRAHÁMEK, M.** *Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo: Diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 62 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem tří variant induceru, který je řazen před oběžné kolo jednostupňového spirálního odstředivého čerpadla. V prvních kapitolách je popsán pojem kavitace a vysvětlen pojem inducer. V dalších kapitolách je podrobně popsán samotný postup návrhu induceru. Navržená geometrie byla ověřena pomocí numerického modelování proudění v programu ANSYS CFX. Na základě vyhodnocení a porovnání charakteristik inducerů byl vybrán nejvhodnější z nich a byla provedena CFD analýza pro sestavu induceru induceru s radiálním oběžným kolem čerpadla včetně kavitačního výpočtu.

Práce byla vytvořena ve spolupráci CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s r.o.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

**ABRAHÁMEK, M.** *Inducer Design for a Single-Stage Centrifugal Volute Pump: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2018, 62 p. Thesis head: doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

The master thesis deals with the design of three types of an inducer which is placed in front of a single-stage spiral centrifugal pump. The first chapters describe the concept of cavitation and explain the term inducer. In the following chapters, the inducer design process itself is described in detail. The proposed geometry was verified by numerical fluid flow modeling in ANSYS CFX. Based on the evaluation and comparison of the inducers characteristics, the most appropriate of them was selected and a CFD analysis for the inducer and radial impeller of a pump assembly including cavitation calculation was performed.

The work was carried out in cooperation with CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s.r.o.

## Obsah

<b>0</b>	<b>Úvod .....</b>	<b>11</b>
<b>1</b>	<b>Kavitace .....</b>	<b>12</b>
1.1	Definice pojmu .....	12
1.2	Uplatnění kavitace .....	13
1.3	Projevy kavitace .....	13
1.4	Podstata kavitace .....	14
<b>2</b>	<b>Hydrodynamická čerpadla .....</b>	<b>15</b>
2.1	Rozdělení hydrodynamických čerpadel .....	16
2.1.1	Radiální hydrodynamická čerpadla .....	17
2.1.2	Axiální hydrodynamická čerpadla .....	18
2.1.3	Diagonální hydrodynamická čerpadla.....	19
2.2	Kavitace v hydrodynamickém čerpadle .....	20
2.3	Kavitační charakteristiky čerpadla .....	20
2.3.1	Měrná sací energie.....	20
2.3.2	Kavitační deprese (NPSH).....	21
2.3.3	Thomův kavitační součinitel.....	22
2.3.4	Místa tvorby kavitace.....	23
2.3.5	Sací otáčky.....	23
<b>3</b>	<b>Inducer.....</b>	<b>24</b>
3.1	Teorie návrhu induceru.....	24
3.2	Návrh induceru.....	25
3.2.1	Vstup do induceru.....	26
3.2.2	Výstup z induceru.....	26
<b>4</b>	<b>Výsledky návrhů inducerů dle metodiky<sup>5</sup>.....</b>	<b>27</b>
4.1	Výpočty k návrhům inducerů .....	27
4.1.1	Výpočty k induceru $i=5^\circ$ .....	28
4.1.2	Výpočty k induceru $i=8^\circ$ .....	31
4.1.3	Výpočty k induceru $i=11^\circ$ .....	31
<b>5</b>	<b>Numerické modelování proudění, software.....</b>	<b>32</b>
5.1	ANSYS BladeGen.....	32
5.2	Síťování modelů inducerů .....	33
5.2.1	ANSYS TurboGrid.....	34
5.2.2	ANSYS Meshing .....	35
5.3	ANSYS CFX .....	35
5.4	Výpočetní modely .....	36
5.4.1	Model turbulence $k - \omega$ SST.....	37

<b>6</b>	<b>Srovnání navržených inducerů .....</b>	<b>38</b>
6.1	Porovnání vektorů rychlosti a recirkulace inducerů .....	43
6.1.1	Inducer s úhlem náběhu $i = 5^\circ$ .....	43
6.1.2	Inducer s úhlem náběhu $i = 8^\circ$ .....	45
6.1.3	Inducer s úhlem náběhu $i = 11^\circ$ .....	47
<b>7</b>	<b>Stanovení sací schopnosti čerpadla s inducerem.....</b>	<b>49</b>
7.1	Geometrie a výpočetní síť .....	49
7.2	Výsledky z numerického modelování.....	51
7.2.1	Vyhodnocení strhávacích křivek.....	52
7.2.2	Vyhodnocení oblasti tvorby kavitace .....	54
7.2.3	Vyhodnocení charakteristik .....	56
<b>8</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>59</b>
<b>9</b>	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>61</b>



## Seznam použitých označení

$n$	otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
$n_b$	rychloběžnost	[1]
$n_q$	měrné objemové otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
$S_n$	měrné sací otáčky	$[\text{s}^{-1}]$
$P_h$	hydraulický výkon čerpadla	[W]
$P$	příkon čerpadla	[W]
$p_s$	tlak na sání čerpadla	[Pa]
$p_v$	tlak na výtlaku čerpadla	[Pa]
$p_w$	tlak nasycených par	[Pa]
$p_{ms}$	manometrický tlak sání čerpadla	[Pa]
$Q, Q_v$	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_{opt}$	optimální objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$T$	teplota	$[\text{°C}]$
$v$	rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$D_h$	průměr náboje	[m]
$D_{per}$	průměr periferální	[m]
$l$	délka potrubí	[m]
$H$	celková výtlačná výška čerpadla	[m]
$H_{gs}$	překonání svislé odlehlosti	[m]
$NPSH$	kavitační deprese (anglická literatura)	[m]
$NPSH_3$	3% pokles výšky	[m]
$NPSH_A$	poskytovaný provozní stav	[m]
$NPSH_R$	požadovaný provozní stav	[m]
$\Delta y$	kavitační deprese	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$\Delta y_{kr}$	smluvní pokles měrné energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo

$\Delta y_{dov}$	dovolená kavitační deprese	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y$	měrná energie čerpadla	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{s\ kr}$	kritická měrná sací energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_s$	statická měrná energie čerpadla	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{zs}$	ztrátová měrná energie na sání čerpadla	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_z$	celková ztrátová měrná energie čerpadla	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\eta_h$	hydraulická účinnost	[%]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	hustota	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[1]
$\sigma$	Thomův kavitační součinitel	[1]
$\beta_{l\ lop}$	úhel lopatky	[°]
$\beta_{l,2}$	úhel rychlostí	[°]
$u_{l,2}$	unášivé rychlosti	[m·s <sup>-1</sup> ]
$c_{la}$	osová složka absolutní rychlosti	[m·s <sup>-1</sup> ]
$i$	úhel náběhu	[°]
$A_{la}$	čelní plocha bez vlivu lopatek	[mm <sup>2</sup> ]
$roz$	obvodová rozteč	[mm]
$a_{lop,D}$	osová hloubka mříže	[mm]
$b_{lop,D}$	délka střednice lopatky	[mm]
$\tau$	hustota lopatkové mříže	[1]
$\tau_{D,opt}$	optimální hustota lopatkové mříže	[1]
$H_{stat}$	statická výška	[m]
$H_{celk}$	celková výška	[m]

## **0 Úvod**

Tato diplomová práce se zabývá problematikou návrhu induceru s konstantním stoupáním pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo. Je proveden návrh celkem tří inducerů s rozdílnými parametry.

Výkonové charakteristiky těchto inducerů jsou graficky porovnány a nejvhodnější inducer pro zadané čerpadlo 200-NED-400-35-spec je vybrán pro kavitační výpočet.

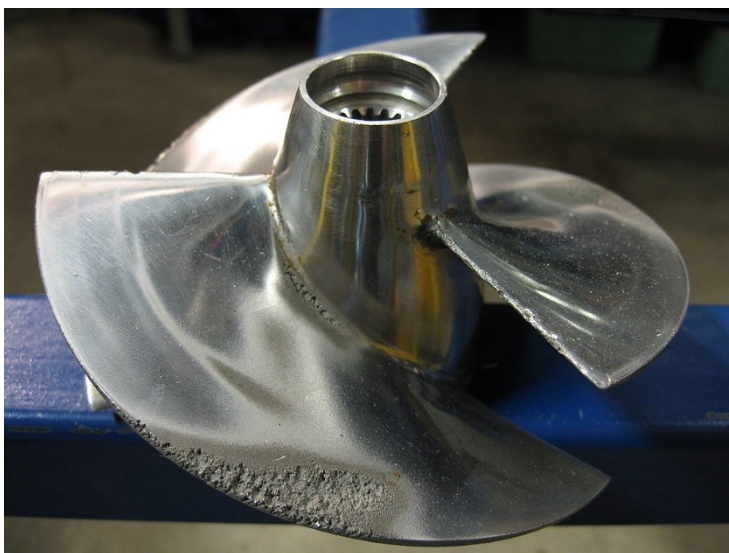
Návrh inducerů, jejich síťování a numerické výpočty jsou realizovány pomocí sady programů ANSYS 18.0.

## 1 Kavitace

### 1.1 Definice pojmu

Kavitace pochází z latinského pojmu „*cavitas*“, což znamená dutina nebo také bublina. Při tomto jevu dochází ke vzniku těchto dutin, k lokálnímu poklesu tlaku v kapalině a následuje imploze. Při hydrodynamické kavitaci může být pokles tlaku být důsledkem lokálního zvýšení rychlosti. Další druh kavitace je akustická kavitace, při které může být pokles tlaku zaviněn průchodem intenzivní akustické vlny v periodách zředění.

Dutina je vyplněna zprvu vakuem a poté se vyplní párou okolní kapaliny nebo do ní difundují plyny z okolní kapaliny. Když vymizí podtlak, který dutinu vytvořil, její bublina kolabuje za vzniku rázové vlny se zničujícím účinkem na samotný materiál lopatky (například u oběžného kola čerpadla nebo u induceru).



*Obr. 1 Lodní šroub poškozený kavitací<sup>11</sup>*

Na následujícím obrázku si můžeme povšimnout destruktivních účinků kavitace na Francisově turbíně. Dlouhodobé následky tohoto jevu jsou alarmující.



*Obr. 2 Kavitace na Francisově turbíně<sup>11</sup>*

Kavitací je vhodné chápat tento úkaz celý komplexně, takže začínaje vytvářením parních bublin na povrchu materiálu v důsledku poklesu tlaku a jejich následným zánikem.

Kavitaci jako takové a její problematice je již od začátku jejího objevení věnována velká pozornost. Nejprve byla kavitace vyzorována u lodních šroubů (viz Obr. 1) již koncem 19. století. Dnes je kavitace spíše zaznamenávána u vodních turbín, čerpadel hydrodynamických i hydrostatických, v armaturách, v ložiskách atd. I tehdy způsobovala kavitace snížení výkonu, nedosažení vhodných požadavků a zejména měla destruktivní účinky na obtékané části a rychle je poškozovala. S vyvíjejícím se poznáním kavitačního jevu byly nalezeny i různé možnosti jeho **uplatnění**.

## 1.2 Uplatnění kavitace

Jevu kavitace se v této době využívá například pro vojenské účely. Konkrétně se vyrábějí takzvaná kavitační torpéda (typu squal nebo také škval). Tyto torpéda dosahují rychlosti více než  $v = 100 \text{ ms}^{-1}$  a to díky sníženému tření kapaliny na povrchu torpéda. Dále se kavitace může využít u hubení sinic hydrodynamickou kavitací nebo také u desinfekce lékařských nástrojů pomocí akustické kavitace a podobně.

Kavitace může být spuštěna i jinými ději, než je šíření harmonického akustického vlnění. Mimo medicínu se tak kavitace nejvýrazněji uplatňuje při rychlém obtékání některých profilů, např. lopatek turbín nebo lodních šroubů. Podobně může být kavitací doprovázeno i šíření rázové vlny (respektive její podtlakové fáze) kapalinou.

Kavitace je jev prahový a to znamená, že se objevuje teprve tehdy, je-li v prostředí dosaženo určitých akustických tlaků, respektive intenzit.

## 1.3 Projevy kavitace

Kavitační bublina kolabuje tak rychle, že její kolaps můžeme zprvu popsat jako adiabatický děj. V bublině, která se stlačí do minimálních rozměrů, dochází k prudkému nárůstu teploty a tlaku. To je také doprovázeno řadou fyzikálních i chemických změn. Charakter probíhajících změn má vliv i chemické složení plynu v bublině. Podstata těchto změn je taková, že tu vznikají a rekombinují se volné radikály. Při kolapsu bubliny může docházet i ke vzniku sekundárních rázových vln. Pokud se kavitační bublina nachází právě na rozhraní kapaliny a pevné látky, mohou tyto prudké výstřiky kapaliny na pevné látce časem erodovat povrch. Působení těchto sil je tak silné, že i ty nejsilnější materiály jen těžko odolávají dlouhodobým účinkům tohoto jevu. Poněkud zvláštním projevem kavitací je vznik světelných záblesků, jehož podstata se stále zkoumá.

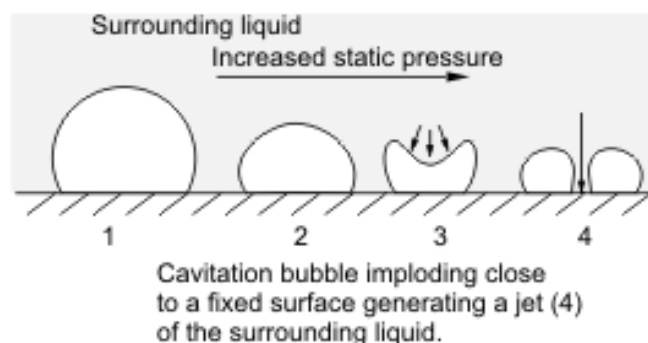
## 1.4 Podstata kavitace

Jestliže tlak v daném místě kapaliny klesne na hodnotu tlaku nasycených par  $p_W$ , odpovídající dané teplotě kapaliny, dochází ke **kavitačnímu jevu**. Pro vodu o normální pokojové teplotě  $t = 20^\circ\text{C}$  je hodnota tlaku nasycených par rovna  $p_W = 2337 \text{ Pa}$ . Závislost tzv. kavitačního tlaku, nebo také tlaku nasycených par, na teplotě je takový, že čím nižší je teplota, tím je nižší tlak a tím pádem nám vzniká i nižší riziko vzniku kavitace. Na vznik kavitace má kromě teploty vliv také tzv. „tahové napětí kapaliny“, které by se dalo vysvětlit jako soudržnost kapaliny. Ta se odvíjí od obsahu pevných částic a plynů v kapalině (ty tvoří tzv. **kavitační jádra**).

Jestliže dochází k lokálnímu poklesu tlaku ( $p < p_W$ ), dochází k porušení souvislosti kapaliny a vzniká pozorovatelná kavitační bublina. Jestliže hodnota tlaku zůstane stejná nebo ještě klesá, postupně se zvětšuje rozměr kavitační bubliny. Tuto kavitační bublinu si lze představit jednoduše jako prostor (viz Obr. 3) obklopený kapalinou, který je na počátku tohoto chemického děje vyplněn nasycenými parami okolní kapaliny. Později je naplněn i postupně difundujícími plyny, které mohly být v pracovním médiu (okolní kapalině) taktéž obsaženy. Vytváří se zde parní nebo plynové bubliny. Protože skutečná kapalina obsahuje vždy podíl rozpuštěného i volného plynu, dochází k oběma dějům zároveň a vzniká tzv. paroplynová **kavitační bublina**.

Když zmizí podtlak, který vznikl zmíněnou kavitací, kavitační bublina prudce zanikne tzv. kavitačním kolapsem nebo také **implozí**.

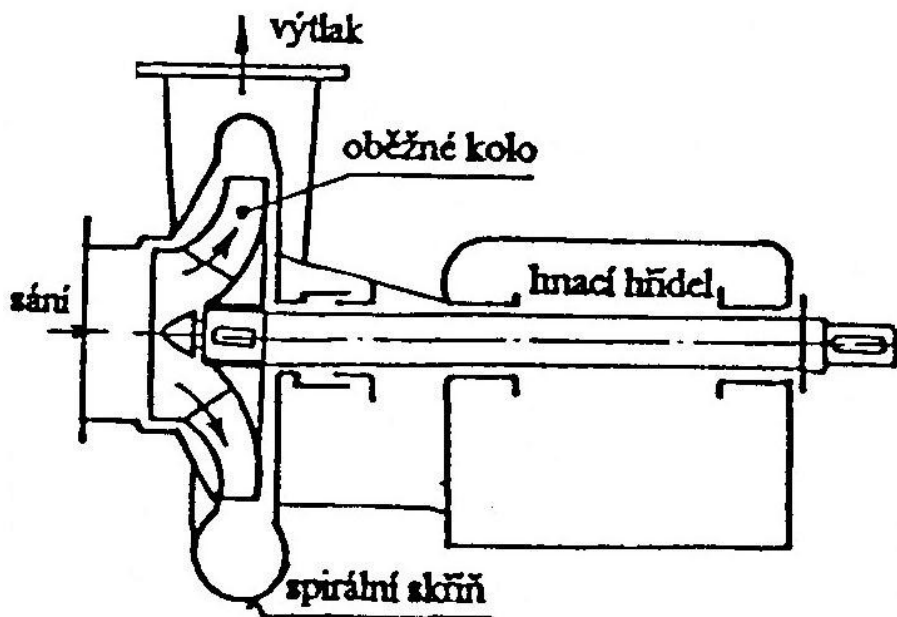
Na Obr. 3 je tato imploze kavitační bubliny v blízkosti obtékaného povrchu vyobrazena. Pozice 4 na Obr. 3 znázorňuje finální fázi imploze. Vytvoří se vodní paprsek s vysokou kinetickou energií, dynamickým působením na okolní materiál. Toto dynamické působení má mnohdy až destruktivní účinky na okolní plochy materiálu. Zajímavostí je, že plochy povrchu materiálu, na které působí tyto destruktivní silové účinky jsou velmi malé ( $10^{-9} \text{ m}^2$ ).



Obr. 3 Proces zániku (imploze) kavitační bubliny v blízkosti okolního povrchu<sup>11</sup>

## 2 Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla (odstředivá či lopatková) jsou stroje, které jsou určeny k dopravě kapalin. V těchto hydrodynamických čerpadlech dochází k nepřímé přeměně mechanické energie v energii kinetickou a potenciální energii kapaliny. Tato kinetická energie se dále mění na energii tlakovou v difuzoru. Pokud čerpadlu chybí difuzor, přeměna probíhá ve spirálové skříni čerpadla. Ve výtláčném hrdle čerpadla má provozní kapalina převážně energii tlakovou a pohybová energie se pohybuje v rámci malých hodnot. Hydrodynamická čerpadla mají při provozu velký počet otáček za minutu, protože hřídel čerpadla je napojená přímo na motor, který hydrodynamické čerpadlo pohání.



Obr. 4 Příklad hydrodynamického čerpadla (radiálního) s hnací hřídelí<sup>10</sup>

**Využití** hydrodynamických čerpadel je zejména na čerpacích stanicích z důvodu své jednoduchosti a velikosti. Mají ale velmi široký rozsah možností, kde se dají využít. Další využití najdeme například na zahradách u rodinných domů, ve stavebnictví nebo třeba v chemickém průmyslu. Obecně můžeme říci, že se tato čerpadla využívají pro vyšší objemové průtoky a nižší tlaky. Po úpravách se tato čerpadla mohou použít i pro čerpání kapalin s větší viskozitou jako například kalová čerpadla, která jsou v dnešní době velmi používána.

Podstatnou součástí všech hydrodynamických čerpadel je **oběžné kolo** s lopatkami. Principem funkce těchto čerpadel je to, že se čerpaná kapalina dostane sacím otvorem do čerpadla a poté se dostane mezi lopatky rotujícího oběžného kola. Tady na ni působí odstředivá síla a kapalina je tak tlačena ven z oběžného kola. Přitom kapalině čerpadlo dá energii, takže její rychlost a případně i tlak narůstají.

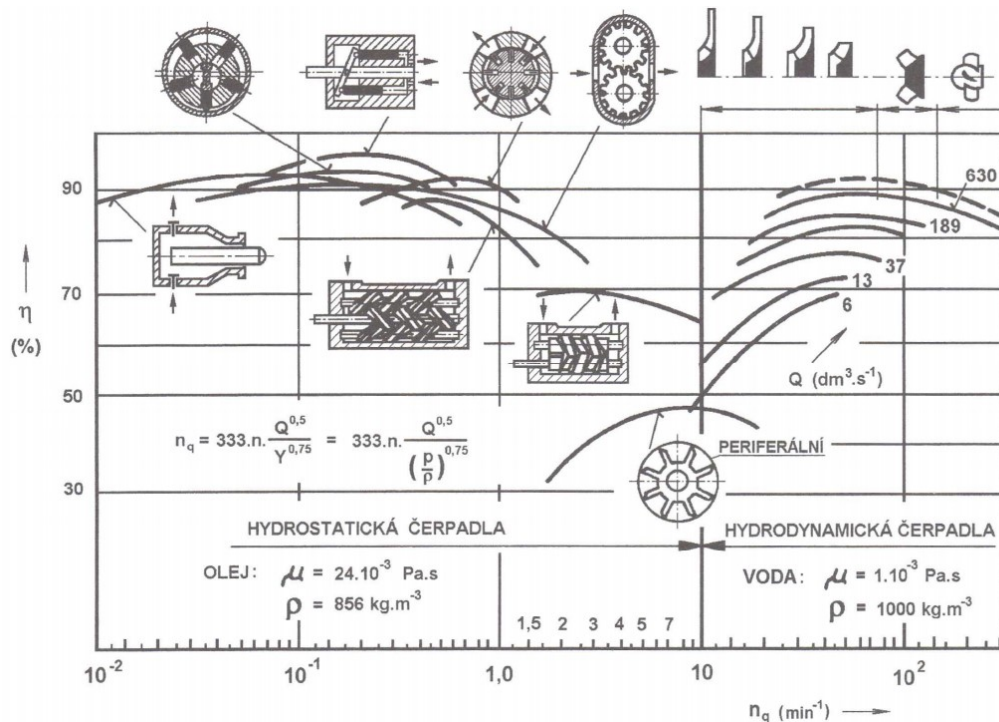
## 2.1 Rozdělení hydrodynamických čerpadel

Hydrodynamická čerpadla rozdělujeme podle směru výtoku kapaliny z oběžného kola do tří různých skupin: **radiální**, **axiální** a **diagonální** hydrodynamická čerpadla.

Poměry významných sil, které se uplatňují při proudění oběžným kolem se vyjadřují pomocí **bezrozměrových kritérií hydrodynamické podobnosti**. Nejvýznamnější jsou síly tlakové, které zahrnuje kritérium Eulerovo. Další důležité kritérium je Strouhalovo kritérium, které zahrnuje síly působící při neustáleném pohybu kapalin. Dále síly vzniklé vazkostí kapaliny zahrnuje Reynoldsovo kritérium. Při rozdělení a klasifikaci čerpadel používáme souhrnné kritérium hydrodynamické podobnosti  $n_b$ , které souvisí s průtokem  $Q$ ,

$$n_b = \frac{1}{Sh \cdot Eu^{0,75}} = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad [-] \quad (2.1)$$

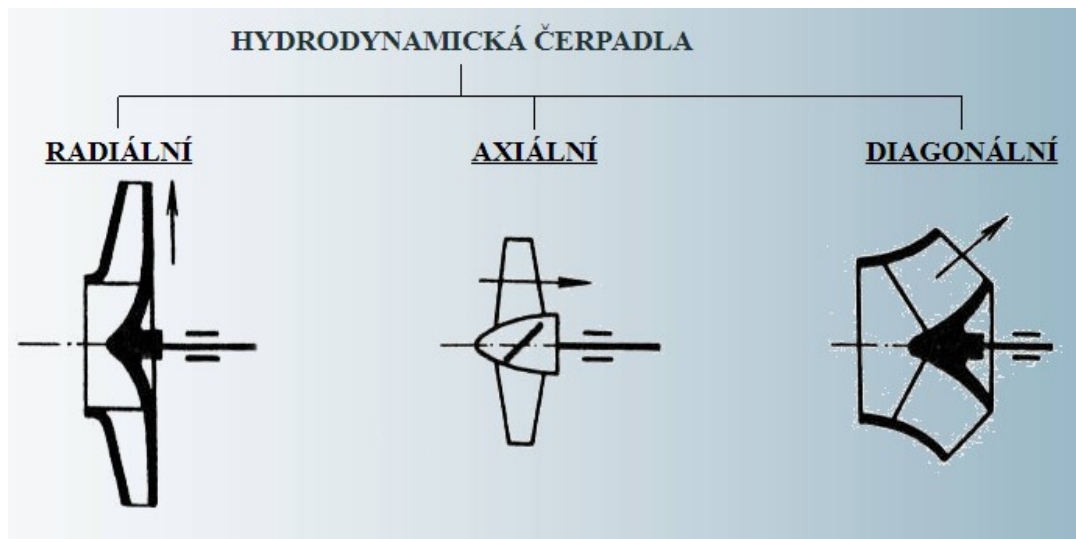
kde  $n$  jsou otáčky [ $s^{-1}$ ],  $Q$  je objemový průtok [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] a  $Y$  je měrná energie čerpadla [ $J \cdot kg^{-1}$ ].



Obr. 5 Optimální oblasti použití hydrostatických a hydrodynamických čerpadel různých typů<sup>13</sup>

Dle literatury<sup>13</sup> rychloběžnost slouží ke vhodnému výběru typu čerpadla. Ze statistických rozborů měrných energií a maximální účinnosti několika typů čerpadel byla sestavena závislost mezi maximální účinností a rychloběžností vyjádřená ve formě měrných otáček [Obr. 5]. Při měrných otáčkách  $n_q < 10 \text{ min}^{-1}$  je dosahovaná velmi **malá účinnost hydrodynamických čerpadel**.

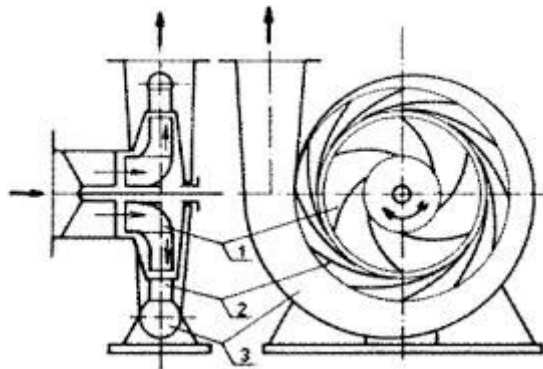




*Obr. 6 Rozdělení hydrodynamických čerpadel s jejich schématy<sup>8</sup>*

### 2.1.1 Radiální hydrodynamická čerpadla

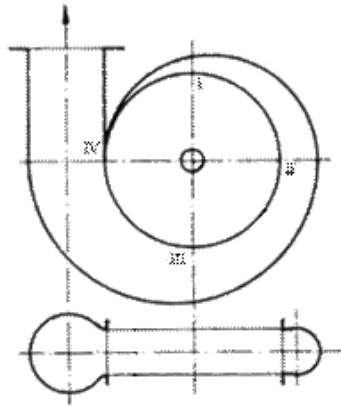
Tato čerpadla jsou nejrozšířenějšími hydrodynamickými čerpadly. Někdy bývají označována také jako odstředivá čerpadla. Schéma radiálního čerpadla je uvedeno na [Obr. 6], kde můžeme vidět **oběžné kolo (1)**, **difuzor (2)** a **spirální skříň (3)**.



*Obr. 7 Schéma jednostupňového radiálního čerpadla<sup>8</sup>*

Oběžná kola radiálních hydrodynamických čerpadel mají odlišné tvary lopatek s různými zakřiveními. Závisí na parametrech, pro které bylo čerpadlo navrženo.

Po průtoku oběžným kole vstupuje čerpaná kapalina po celém obvodu do tzv. **spirální skříňe**, která představuje difuzní bezlopatkový kanál, jehož průřez se postupně se vzdáleností od nosu spirály zvětšuje. Nutno podotknout, že plocha jednotlivých průřezů však není přímo úměrná protékajícímu množství provozní kapaliny, jelikož se taktéž mění rychlost proudění.

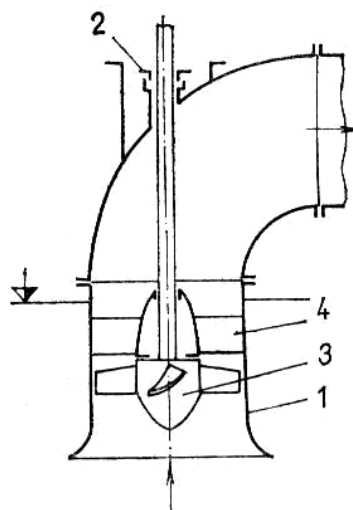


Obr. 8 Postupně se zvětšující průřez kanálu spirální skříň<sup>8</sup>

Je běžné, že se u některých radiálních hydrodynamických čerpadel přidává mezi oběžné kolo a spirální skříň **difuzor**. To je pevný lopatkový kruh, který obklopuje oběžné kolo a používá se tehdy, když je třeba část energie kinetické přeměnit na tlakovou. To je důvod proč se kanály mezi lopatkami postupně rozšiřují. Radiální čerpadla se nejčastěji využívají k čerpání pitné, užitkové i odpadní vody, vody k zavlažování, chladicí vody nebo také k odčerpávání spodních vod.

### 2.1.2 Axiální hydrodynamická čerpadla

Axiální hydrodynamická oběžná kola se používají pro největší objemové průtoky a malé dopravní výšky. Podle tvaru tohoto oběžného kola se jim také říká „vrtulová“. Oběžné kolo má v náboji vetknuto 2 až 6 lopatek. Tyto lopatky jsou uloženy pevně nebo mohou být i natáčivé. Natáčení lopatek se využívá při regulaci čerpadla. Jestliže chceme usměrnit tok čerpané kapaliny za oběžným kolem, umístíme zde tzv. převáděcí kolo s pevnými lopatkami.



Obr. 9 Schéma axiálního vertikálního hydrodynamického čerpadla<sup>4</sup>

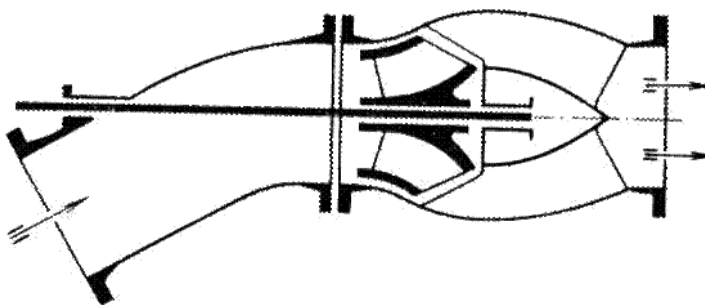
Dle literatury<sup>8</sup> si na předchozím schéma můžeme všimnout komponentů takového čerpadla:

- 1) Sací hrdlo
- 2) Ucpávka
- 3) Oběžné kolo s natáčivými lopatkami
- 4) Rozvaděč s pevnými lopatkami

Axiální čerpadla se využívají především ke zrychlení toku vody v topných a chladicích systémech, závlahová čerpadla nebo také v čistírnách odpadních vod.

### 2.1.3 Diagonální hydrodynamická čerpadla

Diagonální hydrodynamická čerpadla připomínají svými vlastnostmi i konstrukcí jakýsi přechod mezi hydrodynamickými čerpadly radiálními a axiálními. Provedení oběžného kola se může blížit kterékoliv z těchto dvou možností čerpadel. Za oběžným kolem bývá spirální skříň stejně jako u radiálních čerpadel, skříň tvaru prstence, nebo převáděcí kolo s pevnými lopatkami jako u axiálních čerpadel.



Obr. 10 Schéma horizontálního diagonálního hydrodynamického čerpadla s axiálním difuzorem<sup>8</sup>

## 2.2 Kavitace v hydrodynamickém čerpadle

Dle literatury<sup>3</sup> – str. 188 – mají na vznik kavitace v hydrodynamických čerpadlech vliv fyzikální vlastnosti čerpané kapaliny (tlak nasycených par, obsah plynů apod.) a hydrodynamické vlastnosti protékaných kanálů čerpadla. Pohyb kapaliny od volné hladiny sáním až po vstup kapaliny do činného prostoru se děje na úkor potenciální energie kapaliny. **Vznikem kavitace** jsou nejvíce ohrožena místa na konci samovolného pohybu kapaliny, tj. okolí vstupu do kanálů oběžného kola u hydrodynamických čerpadel. Protože kavitace vzniká u čerpadel na počátku přenosu energie, projevuje se na hydraulických vlastnostech stroje výrazněji, než tomu je například u přetlakových vodních turbín. Tam kavitace vzniká hlavně ve výstupní části oběžného kola. Proto z hlediska kavitačních vlastností je u čerpadlových turbín určující provoz čerpadlový.

## 2.3 Kavitační charakteristiky čerpadla

### 2.3.1 Měrná sací energie

**Vnější charakteristikou** kavitačních vlastností čerpadla je měrná sací energie  $Y_s$ , která vychází z **Bernoulliho rovnice pro sací potrubí**:

$$\frac{p' - p_s}{\rho} + g \cdot y_s = \frac{c_s^2}{2} + g \cdot H_{gs} + Y_{zs} \quad (2.2)$$

Tato měrná sací energie udává součet měrných energií potřebných k:

- 1) urychlení kapaliny na rychlost  $c_s$  mezi hladinou a sacím hrdlem čerpadla
- 2) překonání svislé odlehlosti  $H_{gs}$
- 3) pokrytí hydraulických ztrát sacího potrubí  $Y_{zs}$ .

Proto se rovnice pro měrnou sací energii dá napsat jako:

$$Y_s = \frac{c_s^2}{2} + g \cdot H_{gs} + Y_{zs} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.3)$$

$$Y_s = \frac{-p_{ms}}{\rho} + g \cdot y_s \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.4)$$

kde  $y_s$  je svislá vzdálenost středu sacího hrdla od vodorovné osy čerpadla [m] a

kde  $p_{ms}$  je manometrický tlak na sacím hrdle čerpadla a je roven  $p_{ms} = p' - p_s$  [Pa] a

$p'$  je tlak působící na spodní hladinu kapaliny.

Měřením  $p_{ms}$  se vyhodnocuje velikost  $Y_s$ . Během měření by se neměly měnit fyzikální vlastnosti kapaliny. Aby při měření došlo ke kavitaci, je třeba snížit absolutní tlak

na sání tudíž zvýšit hodnotu podtlaku  $p_{ms}$  při nezměněných parametrech průtoku  $Q$ , měrné energie  $Y$  a otáček  $n$  určujících provozní stav čerpadla.

Když v důsledku kavitace v čerpadle poklesne měrná energie čerpadla o smluvní hodnotu stanovenou normou (1-2 % dle typu čerpadla), dosáhli jsme tzv. kritické měrné sací energie  $Y_{s\,kr}$ . Velikost této hodnoty je určí dosazením poklesu hodnoty  $p_{ms}$  (podtlak se dosazuje se znaménkem mínus) do vzorce:

$$Y_{s\,kr} = \frac{-(-p_{ms})}{\rho} + g \cdot y_s \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.5)$$

### 2.3.2 Kavitační deprese (NPSH)

Pro konstrukci hydrodynamického čerpadla je ale důležitější hodnota **vnitřní kavitační charakteristiky** tzv. **kavitační deprese**  $\Delta y$ . Tato hodnota je definována následujícím vzorcem:

$$\Delta y = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_w}{\rho} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.6)$$

Hodnota kavitační deprese se nazývá v anglické literatuře tzv. **NPSH**. Výraz znamená „**Net positive suction head**“. Převodní konstantou mezi těmito dvěma hodnotami je tíhové zrychlení  $g$  dle následujícího vzorce:

$$NPSH = \frac{\Delta y}{g} \quad [\text{m}] \quad (2.7)$$

Při provozu čerpadla je nutno, aby v místě na vstupu lopatek ohroženém kavitací byl tlak kapaliny větší než tlak nasycených par kapaliny. Pro prevenci, aby k tomuto jevu nedošlo, se navyšuje hodnota kritické kavitační deprese a definuje tzv. dovolená hodnota kavitační deprese dle literatury<sup>3</sup>:

$$\Delta y_{dov} \approx 1,15 \cdot \Delta y_{kr} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.8)$$

$\Delta y_{kr}$  je smluvní pokles měrné energie čerpadla.

V anglické literatuře se rozlišují provozní stavy zkratkou R (tedy **NPSH<sub>R</sub>**) pro požadovaný (required) provozní stav a zkratkou A (tedy **NPSH<sub>A</sub>**) pro poskytovaný (available) provozní stav. Bezkvitační provoz požaduje, aby **NPSH<sub>A</sub> > NPSH<sub>R</sub>**.

Jestliže dle literatury<sup>3</sup> zavedeme do definiční rovnice pro kavitační depresi  $\Delta y$  místo hodnoty  $\frac{p_s}{\rho}$  výraz z energetické bilance mezi hladinou v uzavřené sací nádrži o tlaku plynu na hladinu kapaliny  $p'$  a sacím hrdlem čerpadla, dostaneme souvislost mezi kavitační depresí a měrnou sací energií:

$$\Delta y_{kr} = \frac{p' - p_w}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - Y_{s\,kr} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.9)$$

### 2.3.3 Thomův kavitační součinitel

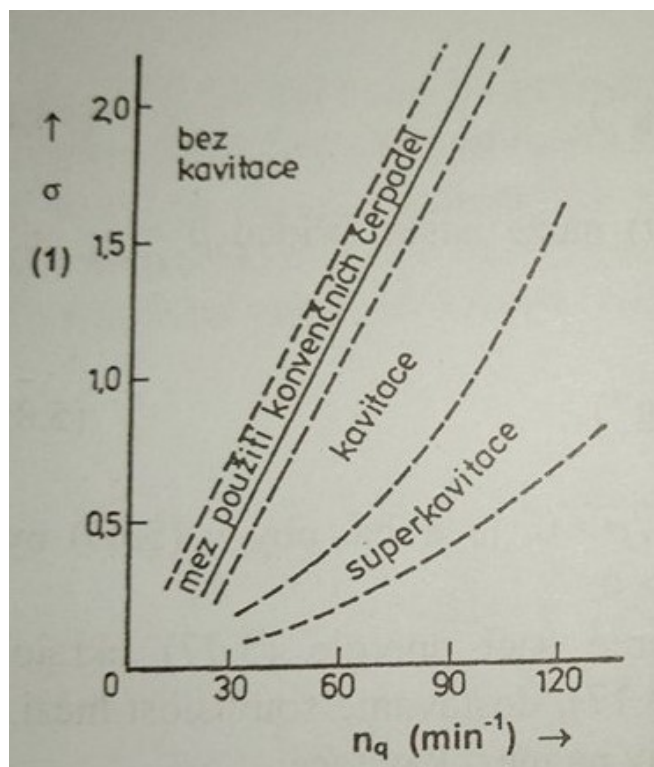
Dle literatury<sup>3</sup> zahrnuje kavitační deprese  $\Delta y$  hydraulické ztráty mezi sacím hrdlem čerpadla a počátkem přenosu energie na kapalinu pracovním prvkem. Z tohoto důvodu je hodnota kavitační deprese  $\Delta y$  závislá na kvadrátu rychlosti kapaliny. Tato závislost na rychlostech se u hydrodynamických strojů anuluje dělením hodnoty  $\Delta y$  měrnou energií čerpadla  $Y$ . Ta je dle Eulerovy pracovní rovnice také závislá na kvadrátu rychlosti oběžného kola.

Takto dostáváme zobecněnou bezrozměrnou kavitační charakteristiku označovanou jako „**Thomův kavitační součinitel**“  $\sigma$ , který se dá vyjádřit jednoduše rovnicí:

$$\sigma = \frac{\Delta y}{Y} \quad [-] \quad (2.10)$$

S rostoucí hodnotou měrných otáček  $n_q$  roste úměrně i součinitel  $\sigma$ . To je způsobeno poklesem měrné energie rychloběžných čerpadel z minulého vztahu. Při  $n_q = \text{konst.}$  vede zmenšování  $\sigma$  k **narůstání intenzity kavitace** až po tzv. superkavitaci, viz Obr. 10<sup>3</sup>. Existuje více vztahů pro tento vztah – jeden z nich je dle Escher Wyss:

$$\sigma = 1,21 \cdot 10^{-3} \cdot n_q^{1.33} \quad [-]$$



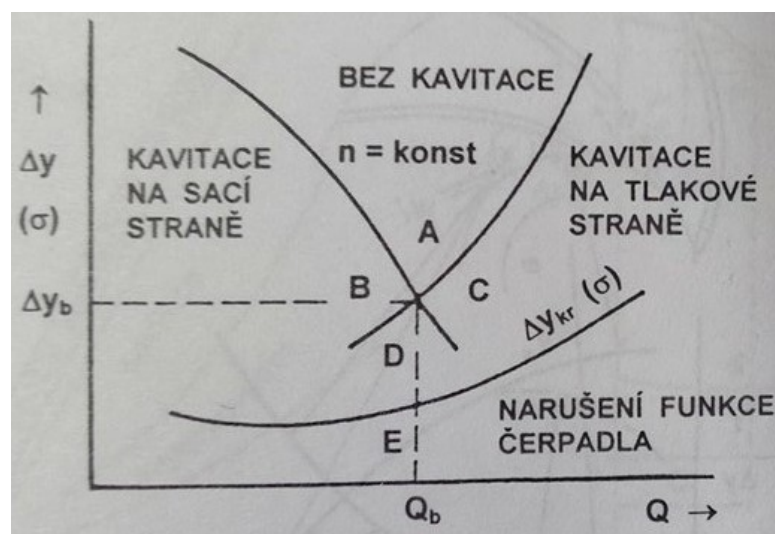
Obr. 11 Kavitační oblasti různých typů hydrodynamických čerpadel ve vztahu k Thomovu kavitačnímu součiniteli<sup>3</sup>

### 2.3.4 Místa tvorby kavitace

Dle literatury<sup>3</sup> závisí místo tvorby kavitačních dutin převážně na průtoku. Při změně průtoku se mění i směr rychlosti kapaliny natékající na oběžné lopatky, což vyvolává vstupní ráz a následnou kavitaci.

V literatuře<sup>3</sup> je také uvedeno, že jestliže uvedeme výsledky zkoušek optickou indikací kavitace a kavitace zjišťované z poklesu parametrů čerpadla společně do kavitační charakteristiky čerpadla, dostaneme následující obrázek (Obr. 11). Oblast bez kavitace je ohraničena tzv. odpařovacími křivkami, na kterých už se začínají objevovat kavitační bubliny. Dále jsou v kavitační charakteristice rozlišeny tyto oblasti:

- A – bezkavitační oblast s minimem  $\Delta y_{kr}$  v okolí bezrázového průtoku  $Q_b$  (bezrázový průtok, kde nedochází k rázům ani k poklesu průtoku)
- B – kavitace na podtlakové straně oběžné lopatky ( $Q < Q_b$ )
- C – kavitace na tlakové straně oběžné lopatky ( $Q > Q_b$ )
- D – kavitace na obou stranách lopatky
- E – oblast, ve které kavitace již značně ovlivňuje vlastnosti a parametry čerpadla



Obr. 12 Kavitační charakteristika hydrodynamického čerpadla<sup>3</sup>

### 2.3.5 Sací otáčky

Kavitačním součinitelem nezávislým na typu čerpadla jsou tzv. **měrné sací otáčky**  $S_n$ , které jsou definované následovně<sup>3</sup>:

$$S_n = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{\Delta y^{0,75}} \quad [s^{-1}] \quad (2.11)$$

Tato hodnota se pohybuje u provozního bodu u správně navrženého čerpadla okolo  $S_n = 0,4 \div 0,45$ . S protikavitačními úpravami lze dosáhnout až hodnot  $S_n = 1,3$ , ale za cenu nižší účinnosti čerpadla.

### 3 Inducer

Cílem této práce je právě návrh jednoho z prostředků pro redukci kavitace v jednostupňovém čerpadle – induceru. **Inducer** se vkládá před oběžné kolo čerpadla a jeho funkcí je zlepšení sací schopnosti a kavitačních vlastností čerpadla a tím redukovat riziko vzniku kavitace.

#### 3.1 Teorie návrhu induceru

Zásady návrhu induceru lze nalézt v odborné literatuře zabývající se návrhem a konstrukcí čerpadel, například<sup>1</sup>. Jsou zde definovány základní kroky návrhu axiálního induceru na základě zásad hydrodynamické podobnosti a praktických zkušeností. Správně navržený inducer umožňuje redukci v hodnotě požadovaného  $NPSH_R$  čerpadla na polovinu hodnoty bez induceru.

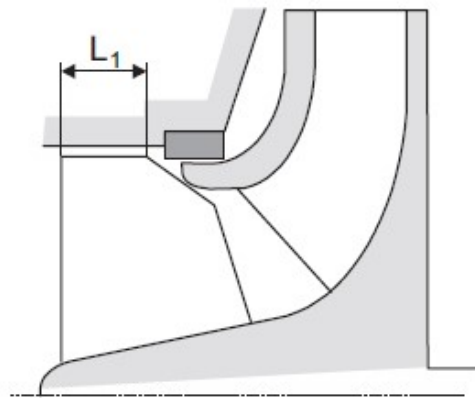
Inducer zvyšuje statický tlak před oběžným kolem. Vývoj kavitačních bublin na lopatkách oběžného kola se odpovídajícím způsobem zmenšuje nebo potlačuje. V důsledku toho může být čerpadlo provozováno při vyšší rychlosti nebo nižší  $NPSH_A$  než bez induceru, za předpokladu, že inducer vyžaduje podstatně méně  $NPSH_R$  než oběžné kolo.

Dle této literatury<sup>1</sup>, inducery pro průmyslové aplikace obvykle dosahují specifických sacích otáček  $n_{ss} = 400$  až  $700$ . Tyto vysoké sací otáčky jsou dosaženy pomocí malých úhlů lopatky  $\beta_1$  tenkých profilů předních hran s nízkým blokováním lopatek a dlouhými kanály, ve kterých vznikající kavitační bubliny v induceru implodují alespoň částečně předtím, než kapalina vstoupí do skutečného oběžného kola. Nízký úhel proudu a malý průtokový koeficient  $\phi_1$  u vstupu do induceru vyžadují značně zvětšenou vstupní plochu ve srovnání s oběžným kolem. To je dosaženo snížením průměru náboje a zvětšením průměru vstupu. Doporučení a údaje pro návrh induceru popsány dále převážně pocházejí z práce NASA. Informace jsou přizpůsobeny na průmyslové aplikace se specifickými sacími otáčkami až do  $n_{ss} \approx 600$ . Inducery s mnohem vyššími sacími otáčkami jsou používány v letecké technice, kde se občas používají i dvoustupňové inducery. Návrhové metody se zásadně neliší od těch vysoce výkonných inducerů.

Často je vstupní průměr o něco větší než průměr oběžného kola. Průměr náboje u vstupu do induceru je navržen co nejmenší, aby byl tvar náboje obecně kuželovitý, přičemž poloměr náboje roste směrem ke vstupu do oběžného kola. Stejně jako u axiálních oběžných kol, statický tlak induceru se zvyšuje, když se relativní rychlost zpomalí. To je třeba vzít v úvahu při rozhodování se o jedné ze dvou možných koncepcí lopatek:



- Lopatky s **konstantním stoupáním**, které jsou navrženy jako povrchy šroubovice s **konstantními úhly lopatek** na válcových řezech. Výhodou těchto lopatek je jejich snadná výroba.
- Lopatky s **proměnlivým stoupáním** (Obr. 14, vpravo), kde úhel na válcových sekcích roste ze vstupu do výstupu jako u spirálního čerpadla.



Arranging an inducer in the meridional section



Obr. 13 Oběžné kolo s třílopatkovým inducerem s proměnlivým stoupáním<sup>1</sup>

Tento zdroj<sup>1</sup> využívá ve své metodice a postupu v návrhu inducerů řadu **empirických vzorců**, které jsou definovány podrobně v kapitole 7. V této práci jsem však použil pro návrh induceru postup a vztahy, které vycházely z doporučené metodiky dle zdroje<sup>5</sup>.

### 3.2 Návrh induceru

Návrh byl proveden na základě **Metodického pokynu**<sup>5</sup>, který jsem dostal jako jeden ze zdrojů k této diplomové práci a pojednává o problematice návrhu induceru pro odstředivé čerpadlo. Pozornost zde byla zaměřena na návrh lopatky induceru, která se svým tvarem blíží rozvinutelné ploše. Jedná se o šroubovou plochu s **konstantním stoupáním** a s **lopatkami s konstantní tloušťkou profilu**.

Jestliže  $S$  představuje stoupání šroubové plochy a  $r$  je poloměr válce, potom se úhly na vstupu a výstupu induceru řídí zákonem:

$$\operatorname{tg} \beta_{lop} = \frac{S}{2\pi r} \quad [\text{rad}] \quad (3.1)$$

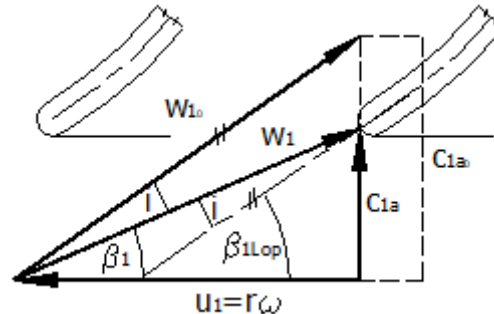
Odtud můžeme usoudit, že inducer je axiální oběžné kolo, u kterého platí:

$$r \cdot \operatorname{tg} \beta_{lop} = \text{konst.} \quad (3.2)$$

### 3.2.1 Vstup do induceru

Významnou veličinou je tu **úhel náběhu  $i$** . Pro případ, kdy neexistuje předrotace jako na následujícím obrázku, platí tento vztah:

$$i = \beta_{1lop} - \beta_1 \quad [^\circ] \quad (3.3)$$



Obr. 14 Trojúhelník rychlostí na vstupu do induceru<sup>5</sup>

Úhel lopatky  $\beta_{1lop}$  je předepsán geometrií lopatky a úhel proudu  $\beta_1$  je dán rychlostním trojúhelníkem ve zvolené proudové ploše.

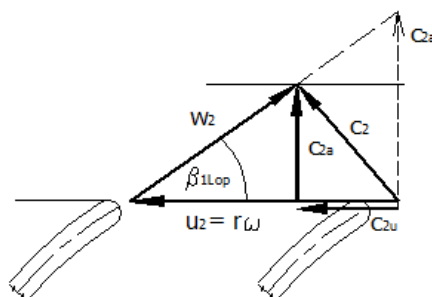
$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u_1} = \frac{c_{1a}}{\omega \cdot r} \quad [rad] \quad (3.4)$$

Z definice těchto dvou vzorců lze napsat vztah pro tangentu úhlu a dosadit:

$$\operatorname{tg} i = \operatorname{tg}(\beta_{1lop} - \beta_1) = \frac{\operatorname{tg} \beta_{1lop} - \operatorname{tg} \beta_1}{1 + \operatorname{tg} \beta_{1lop} \cdot \operatorname{tg} \beta_1} = \frac{\frac{S}{2\pi \cdot r} - \frac{c_{1a}}{\omega \cdot r}}{1 + \frac{S \cdot c_{1a}}{2\pi \omega r^2}} \quad [rad] \quad (3.5)$$

### 3.2.2 Výstup z induceru

Dle literatury<sup>5</sup>, uvažujme předpoklad, že na následujícím výstupním trojúhelníku proud vychází ze šneku ve směru střednice lopatky, takže platí  $\beta_2 = \beta_{2lop}$ . Rychlost  $c_{2a}$  opět charakterizuje průtok čerpadlem na zvolené proudové ploše. Musí tedy platit vztah meridiánových rychlostí  $c_{1a} = c_{2a}$  z rovnice kontinuity.



Obr. 15 Rychlostní trojúhelník na výstupu<sup>5</sup>

V návaznosti na vstup a výstup z induceru je předmětem dalšího řešení počet lopatek a hustota lopatkové mříže<sup>5</sup>.

## 4 Výsledky návrhů inducerů dle metodiky<sup>5</sup>

### 4.1 Výpočty k návrhům inducerů

K zadání této práce jsem dostal tabulku obsahující hodnoty průměru náboje  $D_n$ , vnějšího periferálního průměru  $D_{per}$ , návrhového průtoku  $Q_{opt}$ , který se doporučuje navýšit o 20 %, návrhové dopravní výšky v tomto návrhovém průtoku  $H_n$ , reálné dopravní výšky  $H$  naměřené na zkušebně firmy SIGMA GROUP a.s. v Lutíně a otáček rotoru  $n$ .

Zadané parametry				Převody	
Průměr náboje	$D_n$	70	[mm]	0,07	[m]
Vnější periferální průměr	$D_{per}$	190	[mm]	0,19	[m]
Navýšený návrhový průtok	$Q_{opt}$	170·1,2	[l·s <sup>-1</sup> ]	0,204	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Dopravní výška v $Q_{opt}$ (návrhově)	$H_n$	205	[m]		
Reálná dopravní výška na zkušebně	$H$	180	[m]		
Otáčky rotoru	$n$	2980	[min <sup>-1</sup> ]	49,67	[s <sup>-1</sup> ]

*Tab. 1 Zadané parametry pro výpočet induceru*

Dále jsem si ke každému induceru vypočetl základní hodnoty dle literatury<sup>5</sup> a dle vzorců mně poskytnutých. Počet lopatek u každého induceru byl roven  $z = 3$  a tloušťka lopatek je konstantní  $t_{lop} = 6 \text{ mm}$ . Hodnota, která se volila, byla **hodnota stoupání lopatky  $S$** . Tato hodnota se volila tak, aby se hodnota úhlu náběhu na vnějším periferálním průměru blížila požadovaným  $i = 5^\circ, 8^\circ, 11^\circ$ . Výpočty byly provedeny pro několik průměrů induceru včetně výpočtového průměru  $D_{výp} = 143,2 \text{ mm}$ , který axiálně dělí plochy induceru na poloviny a je pro inducer důležitý. Pro inducer s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$  byly hodnoty výpočtů vypsány do následující tabulky:

#### 4.1.1 Výpočty k induceru $i=5^\circ$

D	$\beta_{1lop}$	$u_1$	$A_{1a,lop}$	$c_{1a}$	$\beta_1$	i	$a_{lop,D}$	$b_{lop,D}$	roz	$\tau_D$	$\tau_{D,opt}$
[mm]	[°]	[ms <sup>-1</sup> ]	[mm <sup>2</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]	[°]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
70,0	47,6	10,9	1462,1	8,85	39,98	7,64	126,1	170,8	73,3	2,329	1,093
82,2	43,0	12,8	1582,9	8,90	35,53	7,50	121,0	177,3	86,1	2,060	1,205
94,4	39,1	14,7	1712,4	8,95	31,87	7,23	115,8	183,6	98,8	1,858	1,273
106,6	35,7	16,6	1848,9	9,00	28,84	6,91	110,7	189,5	111,6	1,697	1,313
118,8	32,9	18,5	1990,7	9,06	26,29	6,56	105,5	194,5	124,4	1,564	1,334
131,0	30,4	20,4	2137,0	9,12	24,13	6,22	100,4	198,6	137,2	1,448	1,343
143,2	28,2	22,3	2286,8	9,18	22,29	5,89	95,2	201,6	149,9	1,344	1,344
151,0	26,9	23,6	2384,2	9,22	21,24	5,69	91,9	202,9	158,1	1,283	1,343
158,8	25,8	24,8	2482,7	9,26	20,28	5,50	88,6	203,7	166,3	1,225	1,340
166,6	24,7	26,0	2582,0	9,31	19,41	5,32	85,3	204,0	174,5	1,169	1,336
174,4	23,7	27,2	2682,2	9,35	18,60	5,15	82,0	203,7	182,6	1,115	1,331
182,2	22,8	28,4	2783,1	9,39	17,85	4,98	78,7	202,8	190,8	1,063	1,325
190,0	22,0	29,6	2884,7	9,44	17,16	4,82	75,4	201,4	199,0	1,012	1,319
Průměr			2216,9	9,16							
Stoupání S			241	[mm]							

Tab. 2 Zvolené a vypočtené hodnoty pro inducer s úhlem náběhu  $i=5^\circ$

Hodnota stoupání se volila  $S = 241 \text{ mm}$  tak, aby úhel náběhu vyšel skrze výpočty zhruba  $i = 5^\circ$  a zároveň aby úhel  $\beta_{1lop}$  byl celé číslo pro lepší manipulaci s tímto úhlem v programu ANSYS BladeGen.

Pro výpočet úhlu  $\beta_{1lop}$  bylo použito vzorce:

$$\beta_{1lop} = \arctg \frac{S}{\pi \cdot D} = \arctg \frac{241}{\pi \cdot 70} = 47,6^\circ \quad (4.1)$$

Pro unášivou rychlost  $u_1$  bylo použito vzorce:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} = \frac{\pi \cdot 2980 \cdot 70}{60} = 10,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2)$$

Pro čelní plochu zastíněnou lopatkami  $A_{1a,lop}$  platí:

$$\begin{aligned} A_{1a,lop} &= z \cdot \frac{t_{lop}}{\sin \beta_{1lop}} \cdot \frac{(D_{per} - D_n)}{2} = z \cdot \frac{6}{\sin 47,6} \cdot \frac{(170 - 70)}{2} = \\ &= 1462,5 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

kde  $t_{lop}$  je tloušťka lopatky a u všech tří navrhovaných inducerů odpovídá konstantní hodnotě  $t_{lop} = 6 \text{ mm}$  a kde  $z = 3$  je počet lopatek.

Dalším parametrem je osová složka absolutní rychlosti  $c_{1a}$ , která se vypočítá:

$$c_{1a} = \frac{Q}{A_{1a} - A_{1a,lop}} = \frac{0,204}{24504,4 - 1462,5} = 8,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4)$$

kde  $A_{1a}$  je čelní plocha bez vlivu lopatek a vypočítá se:

Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo

$$A_{1a} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{per}^2 - D_n^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (190^2 - 70^2) = 24504,5 \text{ mm}^2 \quad (4.5)$$

Z hodnot  $c_{1a}$  na všech průměrech jsem vyhodnotil aritmetický průměr pro další použití ( $c_{1a,p} = 9,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) ve vzorci pro úhel  $\beta_1$ .

Úhel  $\beta_1$  se vypočítá dle vzorce:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a,p}}{u_1} = \arctg \frac{9,16}{10,9} = 39,98^\circ \quad (4.6)$$

Úhel náběhu  $i$  se vypočítá dle dalšího jednoduchého vzorce a na periferálním průměru se blíží pěti stupňům a je v tabulce žlutě označen:

$$i_{per} = \beta_{1lop} - \beta_1 = 22 - 17,16 = 4,82^\circ \quad (4.7)$$

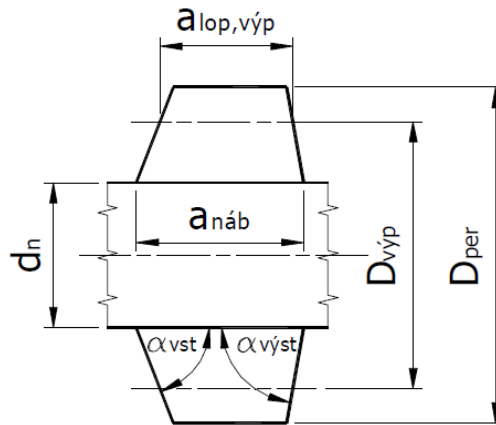
Na náboji byla hodnota náběhu jiná:

$$i_n = 47,6 - 39,98 = 7,64^\circ \quad (4.8)$$

Další vyhodnocovanou hodnotou, která je důležitá pro samotný návrh induceru, je osová hloubka mříže  $a_{lop,D}$  a definuje délku induceru.

$$\begin{aligned} a_{lop,D} &= a_{lop,výp,dop} + \left( \frac{D_{výp} - D_n}{2} \cdot (\cotg \alpha_{vst} + \cotg \alpha_{výst}) \right) = \\ &= 95,2 + \left( \frac{143,2 - 70}{2} \cdot (\cotg 75^\circ + \cotg 60^\circ) \right) = 126,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Hodnota  $a_{lop,výp,dop}$  zde označuje doporučenou hodnotu osové hloubky mříže na výpočetním průměru, kterou jsem vypočetl z řady navazujících vzorců dle<sup>5</sup>.



Obr. 16 Grafické zobrazení vypočítaných veličin

Další hodnotou je délka lopatky  $b_{lop,D}$  na daném průměru  $D$ , která je definována vzorcem:

$$b_{lop,D} = \frac{a_{lop,D}}{\sin \beta_{1lop}} = \frac{126,1}{\sin 47,6^\circ} = 170,8 \text{ mm} \quad (4.10)$$

### Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo

Dále jsem se zabýval hodnotou obvodové rozteče  $roz$ , která se dá definovat jednoduchým vzorcem:

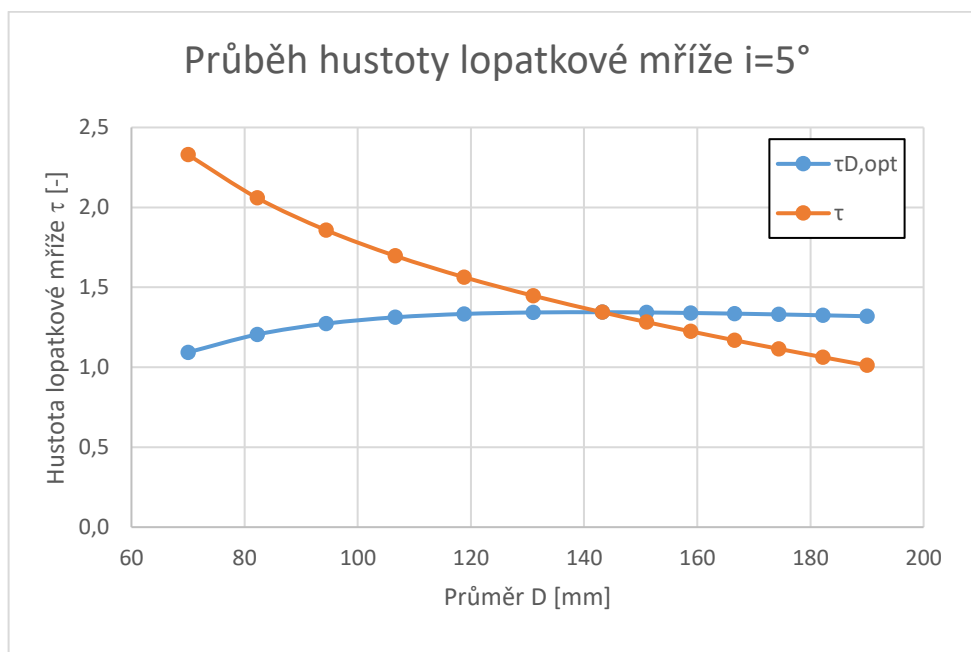
$$roz = \frac{\pi \cdot D}{z} = \frac{\pi \cdot 70}{3} = \mathbf{73,3 \text{ mm}} \quad (4.11)$$

V neposlední řadě nás zajímala hodnota hustoty lopatkové mříže  $\tau$  a hodnota optimální hustoty lopatkové mříže  $\tau_{D,opt}$ . Vzorce pro výpočty těchto hodnot jsou následující:

$$\tau = \frac{b_{lop,D}}{roz} = \frac{170,8}{73,3} = \mathbf{2,329 [-]} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} \tau_{D,opt} &= 1 + 6,5 \cdot \left( (\sin\beta_{1lop} - \sin\beta_1) - \frac{t_{lop}}{roz} \right) = \\ &= 1 + 6,5 \cdot \left( (\sin 47,6^\circ - \sin 39,98^\circ) - \frac{6}{73,3} \right) = \mathbf{1,093 [-]} \end{aligned} \quad (4.13)$$

Tyto dvě hodnoty by se už z povahy vzorců měly graficky protnout v bodě výpočetního průměru  $D_{vyp} = 143,2 \text{ mm}$ , což se stalo u všech inducerů podobně.



Graf 1 Průběh hustoty lopatkové mříže u induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$

Stejný postup byl použit v případě zbývajících inducerů. Výsledky jsou prezentovány v tabulce (Tab. 3).

#### 4.1.2 Výpočty k induceru $i=8^\circ$

D	$\beta_{1lop}$	$u_1$	$A_{1a, lop}$	$c_{1a}$	$\beta_1$	$i$	$a_{lop,D}$	$b_{lop,D}$	roz	$\tau_D$	$\tau_{D,opt}$
[mm]	[°]	[ms <sup>-1</sup> ]	[mm <sup>2</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]	[°]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
70,0	51,7	10,9	1377,1	8,82	39,70	11,96	165,9	211,6	73,3	2,886	1,414
82,2	47,1	12,8	1474,0	8,86	35,26	11,85	160,8	219,4	86,1	2,549	1,557
94,4	43,2	14,7	1579,1	8,90	31,62	11,53	155,6	227,6	98,8	2,302	1,643
106,6	39,7	16,6	1690,8	8,94	28,60	11,10	150,5	235,6	111,6	2,111	1,691
118,8	36,7	18,5	1807,8	8,99	26,07	10,62	145,3	243,3	124,4	1,956	1,713
131,0	34,0	20,4	1929,2	9,04	23,92	10,12	140,2	250,4	137,2	1,825	1,718
143,2	31,7	22,3	2054,3	9,09	22,09	9,63	135,0	256,8	149,9	1,713	1,713
151,0	30,4	23,6	2135,9	9,12	21,05	9,32	131,7	260,5	158,1	1,648	1,705
158,8	29,1	24,8	2218,6	9,15	20,10	9,03	128,4	263,8	166,3	1,586	1,696
166,6	28,0	26,0	2302,2	9,19	19,23	8,75	125,1	266,7	174,5	1,529	1,685
174,4	26,9	27,2	2386,7	9,22	18,43	8,48	121,8	269,2	182,6	1,474	1,673
182,2	25,9	28,4	2472,1	9,26	17,69	8,22	118,5	271,3	190,8	1,422	1,660
190,0	25,0	29,6	2558,1	9,30	17,01	7,97	115,2	272,9	199,0	1,372	1,647
Průměr			1998,9	9,1							
Stoupání S			278	[mm]							

Tab. 3 Zvolené a vypočtené hodnoty pro inducer s úhlem náběhu  $i=8^\circ$

Stoupání jsem zvolil  $S = 278 \text{ mm}$  tak, aby byl úhel náběhu co nejbližší požadovanému úhlu náběhu  $i = 8^\circ$ . Podobně jsem učinil u třetího induceru.

#### 4.1.3 Výpočty k induceru $i=11^\circ$

D	$\beta_{1lop}$	$u_1$	$A_{1a, lop}$	$c_{1a}$	$\beta_1$	$i$	$a_{lop,D}$	$b_{lop,D}$	roz	$\tau_D$	$\tau_{D,opt}$
[mm]	[°]	[ms <sup>-1</sup> ]	[mm <sup>2</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]	[°]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
70,0	55,2	10,9	1314,4	8,80	39,49	15,76	208,5	253,7	73,3	3,461	1,675
82,2	50,8	12,8	1393,0	8,83	35,06	15,78	203,3	262,2	86,1	3,047	1,853
94,4	46,9	14,7	1478,9	8,86	31,42	15,48	198,2	271,4	98,8	2,745	1,963
106,6	43,4	16,6	1571,0	8,90	28,42	15,01	193,0	280,8	111,6	2,515	2,026
118,8	40,3	18,5	1668,2	8,93	25,90	14,45	187,9	290,2	124,4	2,333	2,056
131,0	37,6	20,4	1769,7	8,97	23,76	13,84	182,7	299,4	137,2	2,183	2,063
143,2	35,2	22,3	1874,8	9,01	21,94	13,23	177,6	308,2	149,9	2,056	2,056
151,0	33,8	23,6	1943,7	9,04	20,91	12,85	174,3	313,6	158,1	1,983	2,046
158,8	32,4	24,8	2013,6	9,07	19,96	12,47	171,0	318,7	166,3	1,917	2,033
166,6	31,2	26,0	2084,6	9,10	19,10	12,11	167,7	323,6	174,5	1,855	2,017
174,4	30,1	27,2	2156,5	9,13	18,30	11,75	164,4	328,2	182,6	1,797	2,001
182,2	29,0	28,4	2229,2	9,16	17,56	11,41	161,1	332,4	190,8	1,742	1,983
190,0	28,0	29,6	2302,6	9,19	16,89	11,09	157,8	336,4	199,0	1,691	1,965
Průměr:			1830,8	9,0							
Stoupání S			317	[mm]							

Tab. 4 Zvolené a vypočtené hodnoty pro inducer s úhlem náběhu  $i=11^\circ$

## 5 Numerické modelování proudění, software

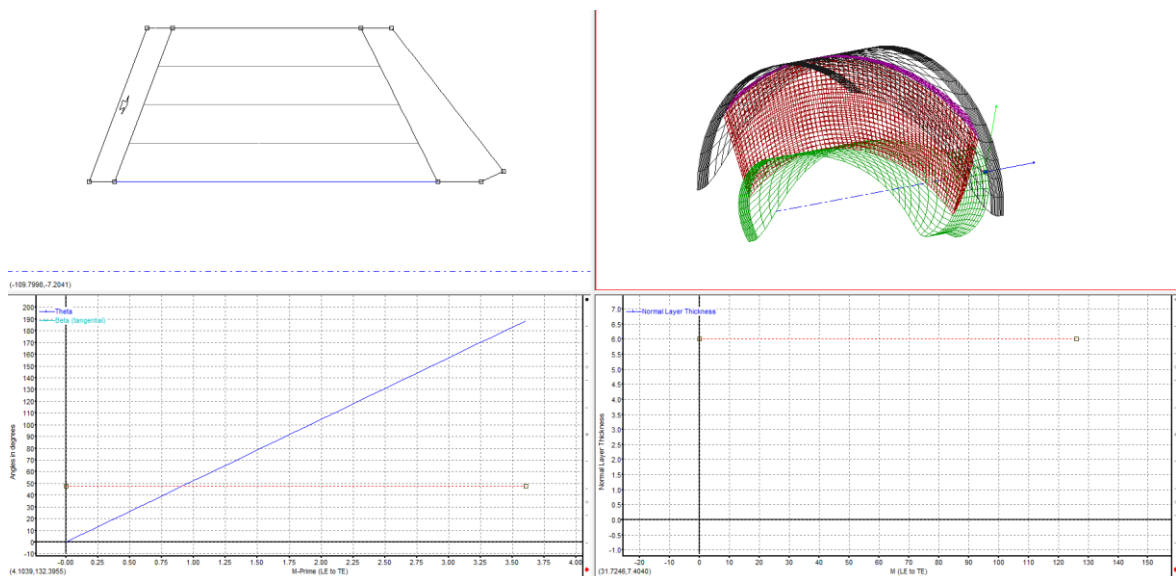
Celkem se pomocí programu ANSYS a jeho podprogramů zmíněných v předchozích kapitolách počítaly nejprve 3 návrhy inducerů s různým úhlem náběhu. Tento úhel náběhu měl vliv na jejich délku a všechny ostatní parametry. Poté se přešlo na kavitační výpočet induceru, který vyšel nejvhodněji pro dané čerpadlo. Nejvhodnější inducer byl po porovnání inducer s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$ .

Geometrie induceru byla vygenerována pomocí programu ANSYS BladeGen, pro přípravu výpočetní sítě byl použit program ANSYS TurboGrid a numerické modelování proudění bylo realizováno v prostředí ANSYS CFX.

### 5.1 ANSYS BladeGen

BladeGen je součástí systému **ANSYS BladeModeler**. Tento software je snadno použitelný a specializuje se na 3D konstrukci rotačních komponentů strojů. Zahrnuje rozsáhlé zkušenosti z tohoto oboru do uživatelsky celkem přívětivého grafického prostředí. Tento software může být použit pro návrh axiálních, radiálních i smíšených lopatkových součástek, jako jsou například čerpadla, kompresory, ventilátory, dmychadla, turbíny. Dá se použít mimo jiné také na návrh **induceru**, což je jeho využití právě v této diplomové práci.

BladeModeler poskytuje základní spojení mezi konstrukcí lopatek a pokročilou simulací, včetně výpočetní dynamiky tekutin a analýzy napětí. Obsahuje také bohatou sadu nástrojů a funkcí pro návrh již zmíněných lopatkových součástek.

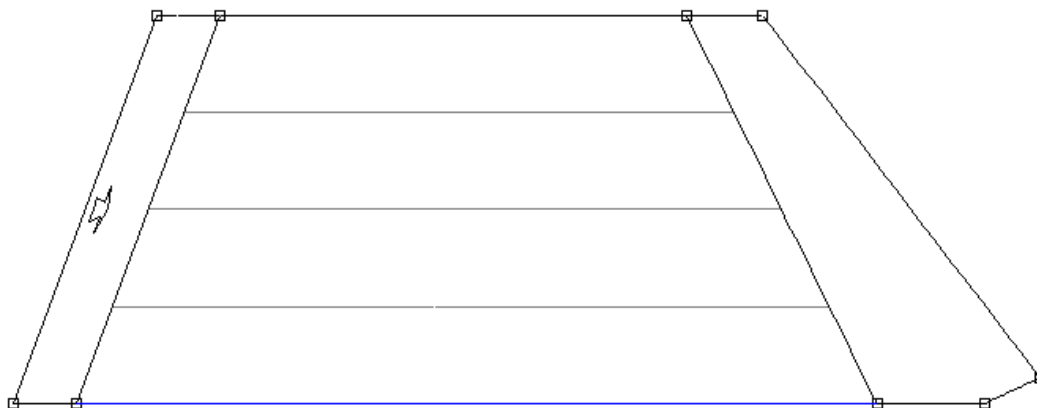


Obr. 17 Základní „okno“ programu BladeGen při vytváření induceru

S BladeGenem jsem začal samotnou práci v softwaru ANSYS, kdy jsem si vytvořil síť pomocí vypočtených a zvolených hodnot z programu Microsoft Excel.

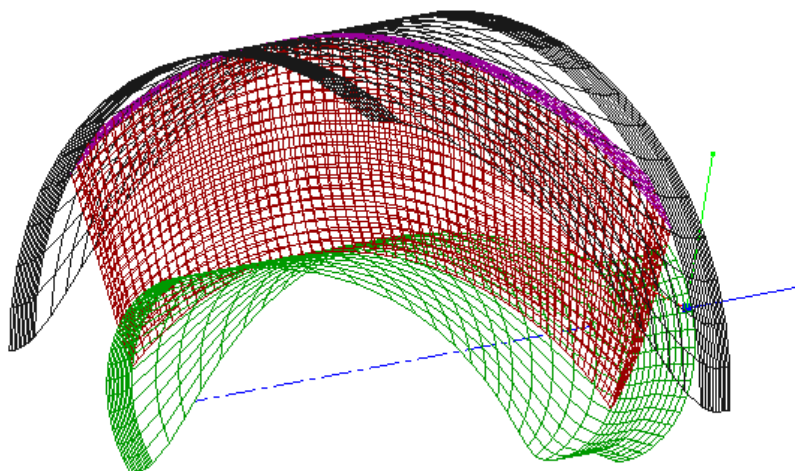


Na vytvoření samotné sítě lopatky jsem konkrétně použil hodnoty „osové hloubky mříže na poloměru náboje“  $a_{lop,náb}$ , „osové hloubky mříže na poloměru periferálním“  $a_{lop,per}$ , „úhlu sklonu hrany vstupní“  $\alpha_{vst}$  a „úhlu sklonu hrany výstupní“  $\alpha_{výst}$ .



Obr. 18 Základní geometrie lopatky induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$  vytvořená v programu ANSYS BladeGen

Další ze čtyřech zobrazených oken je okno náhledu 1 kanálu (lopatky) navrhovaného induceru. S tímto modelem se dá hýbat jako v jakémkoliv 3D softwaru anebo zde může být zobrazeno překrytí lopatek.



Obr. 19 Náhled jednoho ze tří kanálů navrhovaného induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$

V levé spodní části obrazovky vidíme úhel opásání  $\vartheta$  (theta) a úhel lopatky induceru  $\beta$  (beta), které jsem si musel předem vypočítat z daných hodnot. V poslední části obrazovky v ANSYS BladeGen se zadává tloušťka lopatek. Tloušťka lopatek je v mém případě u všech inducerů po celé délce **6 mm**.

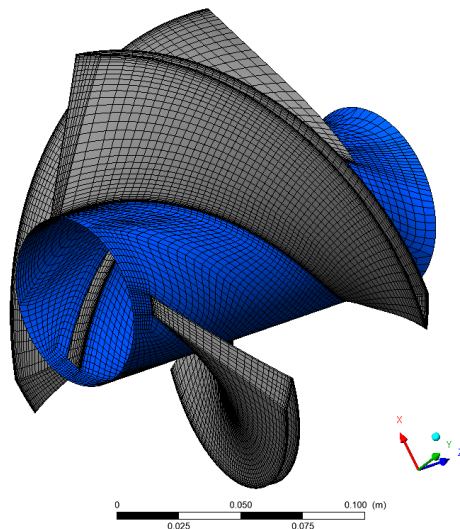
## 5.2 Sít'ování modelů inducerů

K vysít'ování modelů inducerů jsem použil ANSYS TurboGrid a k vysít'ování okolních domén, vymodelovaných v ANSYS Geometry, jsem použil ANSYS Meshing.

### 5.2.1 ANSYS TurboGrid

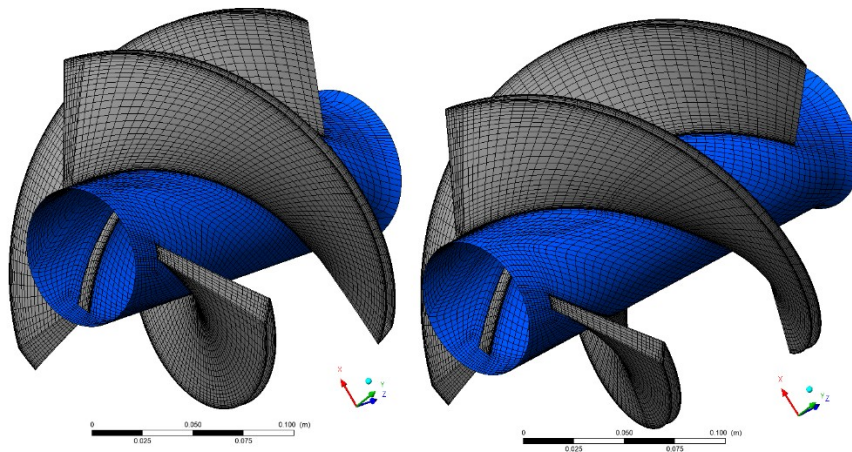
ANSYS TurboGrid poskytuje výpočtářům a designérům rotačních lopatkových součástí tvorbu sítě, která je přizpůsobená specifickým nárokům geometrie lopatek. Vytváří vysoce kvalitní síť, které jsou optimalizovány pro požadavky analýzy dynamiky kapalin v rotačních strojích. Tento software dokáže importovat geometrie z programu na návrh lopatek rotačních strojů ANSYS BladeGen a vysítovat je automaticky. Program také umožňuje návrh sítě manuálně upravit.

ANSYS TurboGrid jsem použil na vysítování tří inducerů s různými úhly náběhu  $i = 5^\circ$ ,  $i = 8^\circ$  a  $i = 11^\circ$  a tudíž i různou délkou, úhly lopatek, úhly opásání atd.



Obr. 20 Ukázka vysítovaného induceru s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$

První inducer je inducerem nejkratším s axiální délkou lopatky na průměru náboje jen  $a_{lop} = 126,1 \text{ mm}$  a tím pádem s nejmenším úhlem opásání jeho lopatek. Druhý inducer měl axiální délkou lopatky na průměru náboje  $a_{lop} = 165,9 \text{ mm}$  a třetí inducer byl nejdelší s axiální délkou na průměru náboje  $a_{lop} = 208,5 \text{ mm}$ .



Obr. 21 Ukázka vysítovaných inducerů s úhly náběhu  $i = 8^\circ$  (nalevo) a  $i = 11^\circ$  (napravo)

### 5.2.2 ANSYS Meshing

ANSYS Meshing je univerzální program pro vytváření výpočetních sítí v rámci souboru programů ANSYS Workbench. Lze v něm vytvářet sítě vhodné pro analýzy konkrétních modelů.

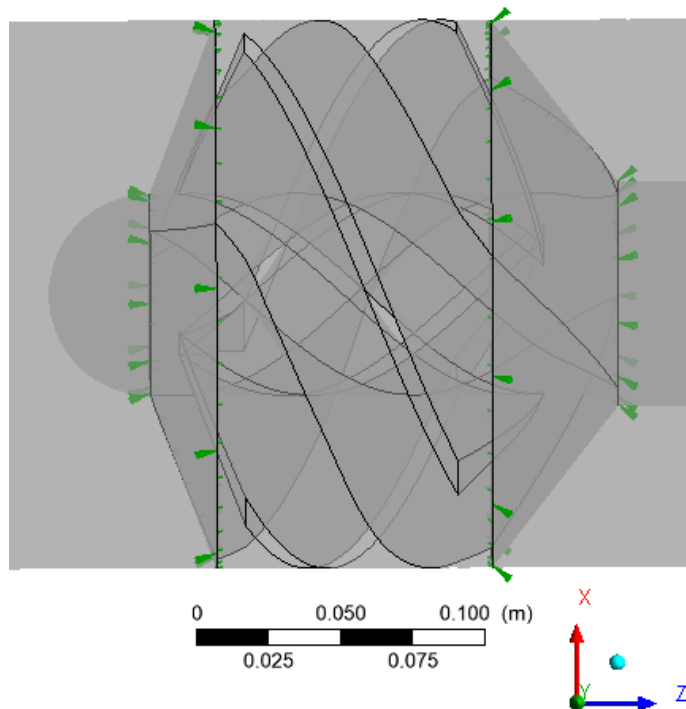
ANSYS Meshing jsem použil na vysítování geometrií kolem induceru. Konkrétně jsem síťoval matici (Nut) a doménu před (Suction) a za inducerem (Outflow) s cílem později početně vyzkoušet a ověřit si, který inducer bude nejvhodnější pro moje zadání.

### 5.3 ANSYS CFX

Program ANSYS CFX je v současnosti světově nepoužívanější software pro CFD analýzy točivých strojů, protože jeho flexibilita výpočetních sítí, přesnost, rychlost a uživatelská přívětivost umožňují rychlé a efektivní nasazení.

V programu ANSYS CFX-pre se spojí síť induceru z programu ANSYS TurboGrid se sítí okolí induceru z programu ANSYS Meshing. Toto spojení se vytváří pomocí tzv. interface například mezi doménou před inducerem a inducerem nebo mezi inducerem a doménou za inducerem.

Pro samotný výpočet se použily domény dlouhé  $l_1 = 1200 \text{ mm}$  před inducerem a  $l_2 = 1200 \text{ mm}$  za inducerem a simulovalo se proudění kapaliny (v tomto případě vody) o průtoku  $Q = 60 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  až  $Q = 210 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ .



Obr. 22 Spojení domén před a za inducerem  $i=5^\circ$  pomocí interfaců v programu ANSYS CFX-Pre

## 5.4 Výpočetní modely

Modelování proudění pracovní kapaliny je řešeno pomocí základních fyzikálních zákonů (zákon zachování hybnosti, tepla, hmotnosti a jiných veličin). Zákon zachování hybnosti je definován Navier – Stokesovými rovnicemi a zákon zachování hmotnosti je definován pomocí rovnice kontinuity.

**Rovnice kontinuity:**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (5.1)$$

kde  $u, v, w$  jsou složky rychlosti.

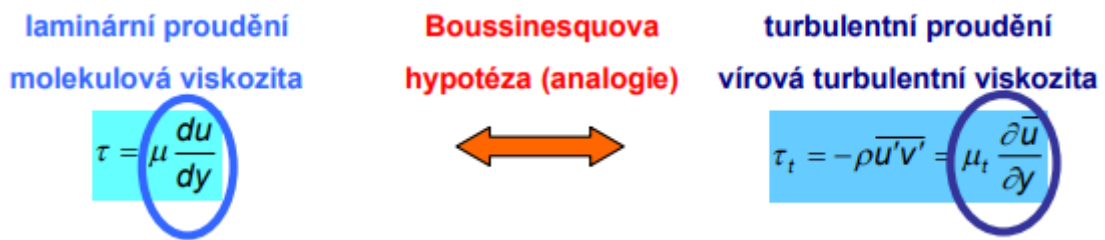
**Navier – Stokesovy rovnice**

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z, \end{aligned} \quad (5.2)$$

kde  $u, v, w$  jsou složky rychlosti,  $\rho$  je hustota,  $\nu$  - kinematická viskozita,  $p$  – tlak,  $f_{x,y,z}$  - složky vnějších objemových sil.

Pro modelování turbulentních proudění musíme upravit bilanční rovnice pomocí metody RANS časového středování. Tato metoda rozděluje veličiny popisující proudění na časově středované a flukтуаční složky. Důsledkem časového středování je vznik tzv. **Reynoldsových turbulentních napětí** v Navier – Stokesových rovnicích. Vzniká tak několik diferenciálních rovnic s velkým počtem neznámých a celý systém je obtížně řešitelný. Z tohoto důvodu většina modelů využívá **Boussinesqovy hypotézy** o vírové (turbulentní) viskozitě.

Dle literatury<sup>15</sup> tato hypotéza předpokládá, že podobně jako při laminárním proudění, kdy platí ve zjednodušeném dvourozměrném proudění pro smykové napětí Newtonův zákon, jsou turbulentní napětí a turbulentní toky úměrné gradientu střední rychlosti, teploty, koncentrace apod.



Obr. 23 Boussinesqova hypotéza o vírové (turbulentní) viskozitě<sup>15</sup>

Obecně se dá napsat jako:

$$\begin{aligned} -\rho \overline{u'_i u'_j} &= \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad \text{resp.} \\ -\overline{u'_i u'_j} &= \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \end{aligned} \quad (5.3)$$

kde  $k$  je turbulentní kinetická energie [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ ],  $\bar{u}'_i$  je  $i$ -tá složka střední flukтуаční rychlosti [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $\nu_t$  je turbulentní kinetická viskozita [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] a  $\delta_{ij}$  je Kroneckerovo delta.

Modely založené na aplikaci Boussinesqovy hypotézy lze rozdělit do tří skupin dle počtu doplňujících diferenciálních rovnic:

- Nularovnicový model
- Jednorovnicový model
- Dvourovnicový model

Pro modelování turbulentního proudění jsem použil **dvourovnicový model  $k - \omega$  SST**.

#### 5.4.1 Model turbulence $k - \omega$ SST

Tento výpočetní model **SST (Shear Stress Transport)** vychází z modelu  $k - \omega$  a je definován Menterem. Tento model slouží k zpřesnění formulace modelu  $k - \omega$  a k efektivnímu rozložení hmoty.

Obecně lze říci, že se jedná o model turbulence, který je doporučován pro modelování proudění v geometriích s rotujícími částmi, tedy i v mém případě v odstředivých čerpadlech.

Tento model byl tedy použit k oběma typům výpočtů, tj. výpočet samotného induceru a sestavy vybraného induceru s oběžným kolem. Výsledky z těchto výpočtů jsou ve vyhodnocení v kapitole **6 a 7**.

## 6 Srovnání navržených inducerů

Pro srovnání inducerů navržených v kapitole 4 byl použit pro všechny inducery transientní výpočet v programu ANSYS CFX, kdy byly monitorovány různé veličiny po dobu 4500 časových kroků. Jeden časový krok v tomto případě bylo pootočení induceru o  $2^\circ$ , čili 180 časových kroků se rovnala jedné otáčce. Turbulentní proudění bylo popsáno výpočetním modelem SST (Shear Stress Transport).

Výpočet byl zprostředkován za spolupráce s CENTREM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s r.o.

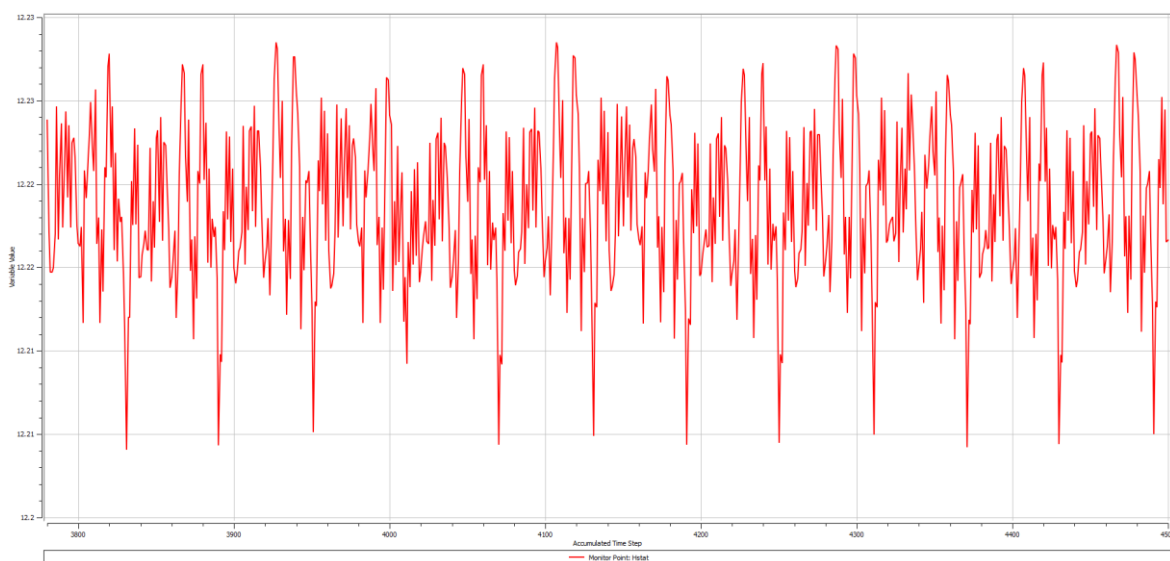
Po ustálení veličin se zprůměrovaly jejich hodnoty z posledních 720 kroků, což jsou 4 otáčky nebo i více, pokud hodnota nebyla dostatečně ustálená. Hodnoty nebyly ustálené především u malých průtoků. Veličiny se vyhodnocovaly pro mnoho různých průtoků od  $Q = 60 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ , přes optimální průtok  $Q = 170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  až po průtok  $Q = 210 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Mezi vyhodnocované hodnoty patřila statická výška vycházející z rozdílu statického tlaku na induceru  $H_{stat}$ , celková výška  $H_{celk}$ , a příkon  $P$ .

Expressions	
$\sqrt{a}$ Fa	$\text{force\_z}()@Hub + \text{force\_z}()@Blades$
$\sqrt{a}$ Fr	$\text{sqrt}(F_x^2 + F_y^2)$
$\sqrt{a}$ Fx	$\text{force\_x}()@Hub + \text{force\_x}()@Blades$
$\sqrt{a}$ Fy	$\text{force\_y}()@Hub + \text{force\_y}()@Blades$
$\sqrt{a}$ Power	$\text{torqz} * 2980 * \pi / 30$
$\sqrt{a}$ dpstat	$\text{massFlowAve(Pressure)}@IF\_INDUCER\_OUTFLOW \text{ Side 1} - \text{massFlowAve(Pressure)}@IF\_SUCTION\_INDUCER \text{ Side 1}$
$\sqrt{a}$ dptabs	$\text{massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)}@IF\_INDUCER\_OUTFLOW \text{ Side 1} - \text{massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)}@IF\_SUCTION\_INDUCER \text{ Side 1}$
$\sqrt{a}$ eta	$\text{head} * 9.81 * \text{mi} * 30 / \text{torqz} / \pi / 2980$
$\sqrt{a}$ head	$\text{dptabs} / 9.81 / 997$
$\sqrt{a}$ headStat	$\text{dpstat} / 9.81 / 997$
$\sqrt{a}$ mi	$\text{massFlow}()@Inlet$
$\sqrt{a}$ torqz	$\text{torque\_z}()@Hub + \text{torque\_z}()@Blades + \text{torque\_z}()@Nut$

Obr. 24 Vyhodnocované veličiny

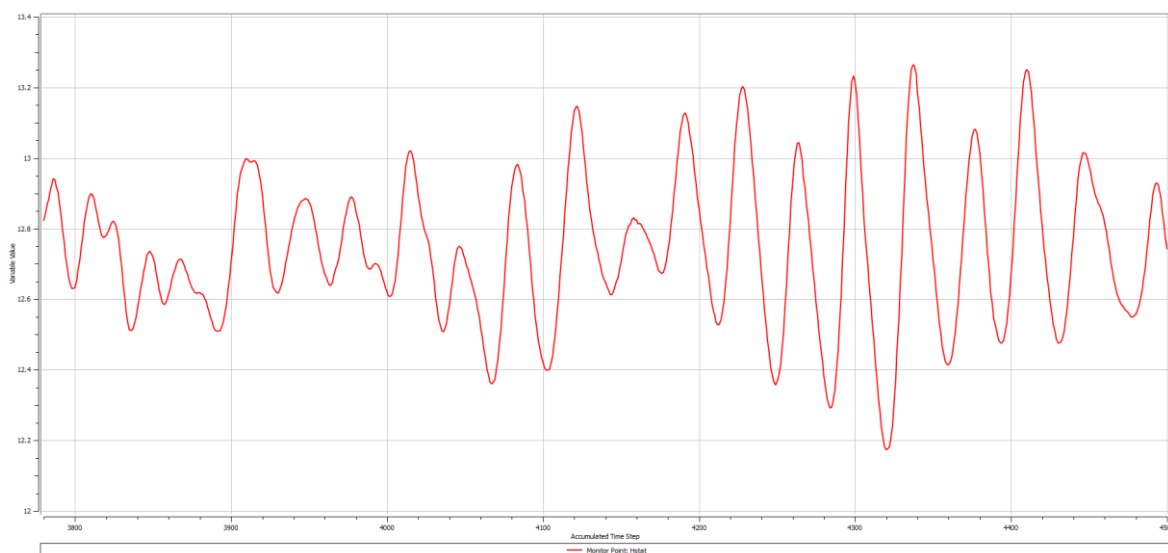
Veličiny byly vyhodnocovány pomocí vztahů zadaných v ANSYS CFX.



Obr. 25 Statická výška vypočtená pro inducer  $i=5^\circ$  pro optimální průtok  $Q=170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

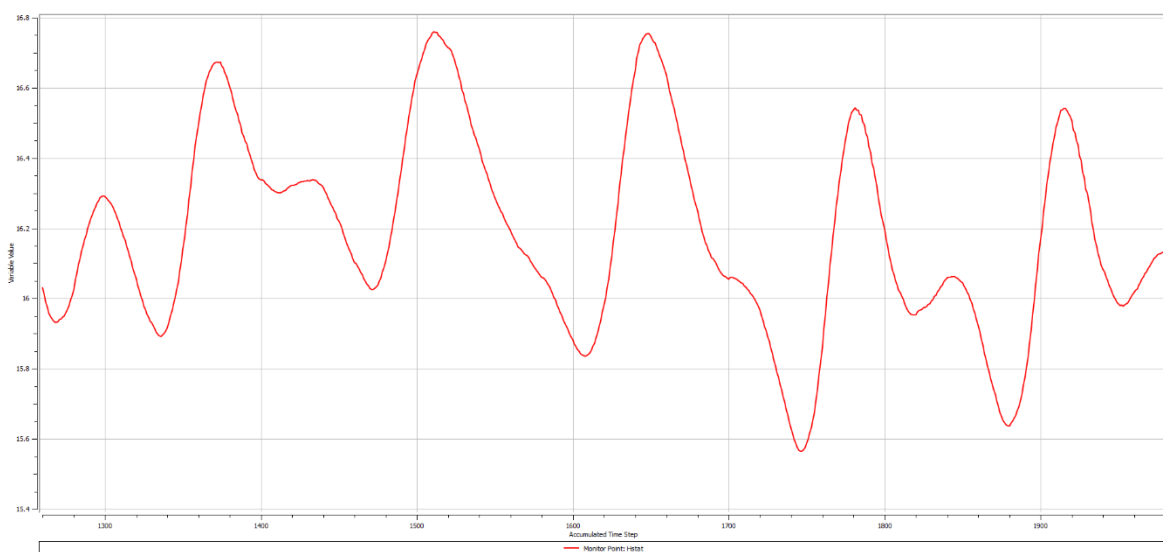
### Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo

Z obrázku lze vydedukovat, že se hodnota statické výšky  $H_{stat}$  při optimálním průtoku  $Q = 170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  u prvního induceru na posledních 720 krocích ustálila v rámci setin metru na **12,21 m až 12,23 m**. To samé se nedá říct o dalších dvou inducerech, kde hodnota statické výšky neboli nárůstu statického tlaku na induceru  $H_{stat}$  už nebyla tak přesná. Toto platí i pro celkovou sací výšku  $H_{celk}$  a příkon  $P$ .



Obr. 26 Statická výška vypočtená pro inducer  $i=8^\circ$  pro optimální průtok  $Q=170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

U induceru s úhlem náběhu  $i = 8^\circ$  si můžeme všimnout tlakových pulzací vzniklé prouděním kapaliny lopatkovou mříží induceru. Příčinou těchto pulzací je větší úhel náběhu, který se projeví ještě více u třetího induceru. Hodnota kolísá kolem **12,2 m až 13,2 m**. To je obrovský skok dolů v přesnosti určení této veličiny a u induceru s úhlem náběhu  $i = 11^\circ$  je tato prohlubeň přesnosti ještě větší.



Obr. 27 Statická výška vypočtená pro inducer  $i=11^\circ$  pro optimální průtok  $Q=170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Zde si můžeme všimnout, že přesnost určení veličin je ještě menší než u druhého induceru. Hodnoty tu kolísají od **15,6 m do 16,8 m**. Tlakové pulzace mají mohutnější



charakter s větším úhlem náběhu. Můžeme zde vydedukovat trend, že čím vyšší je úhel náběhu, tím větší jsou tlakové pulsace související s vytvořenou vstupní recirkulací (viz kapitola 6.1).

To je jeden z důvodů, proč je nejvhodnější inducer pro naše oběžné kolo právě inducer s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$ .

Dále jsem si takto nechal vyobrazit všechny 3 veličiny u všech průtoků a z posledních 720 časových kroků jsem vypočítal aritmetický průměr. Tyto průměry hodnot jsem potom vynesl do tabulek.

Q	Inducer – úhel náběhu 5°				Inducer – úhel náběhu 8°				Inducer – úhel náběhu 11°			
	H <sub>stat</sub>	H <sub>celk</sub>	P	η <sub>h</sub>	H <sub>stat</sub>	H <sub>celk</sub>	P	η <sub>h</sub>	H <sub>stat</sub>	H <sub>celk</sub>	P	η <sub>h</sub>
[l·s <sup>-1</sup> ]	[m]	[m]	[kW]	[%]	[m]	[m]	[kW]	[%]	[m]	[m]	[kW]	[%]
210	7,87	9,15	21,75	86,4	9,33	10,96	26,67	84,4	11,74	14,37	35,97	82,0
200	9,05	10,65	24,01	86,8	10,30	12,30	28,60	84,1	12,43	15,48	37,51	80,7
190	10,22	12,22	26,18	86,8	11,21	13,61	30,34	83,4	13,03	16,53	38,70	79,4
180	11,29	13,71	28,00	86,2	12,00	14,86	31,93	81,9	13,61	17,78	41,42	75,6
170	12,22	15,04	29,40	85,1	12,75	16,12	33,39	80,3	16,12	20,14	43,23	77,4
160	12,98	16,39	30,88	83,1	13,49	17,42	34,84	78,3	17,71	21,95	44,07	78,0
150	13,72	17,64	32,05	80,8	15,11	19,47	36,01	79,3	19,15	23,70	44,00	79,0
140	16,29	20,51	34,04	82,5	17,02	21,73	37,50	79,4	20,69	26,21	44,85	80,0
120	18,48	23,92	34,16	82,2	20,84	27,90	39,81	82,3	22,28	30,82	45,88	78,8
100	22,02	31,75	37,33	83,2	21,61	32,53	39,00	81,6	22,99	34,54	43,04	78,5
80	24,05	40,26	37,53	83,9	25,67	45,13	41,84	84,4	24,80	43,60	41,76	81,7
60	28,03	54,87	37,52	85,8	28,71	57,69	39,73	85,2	30,21	60,16	41,95	84,2

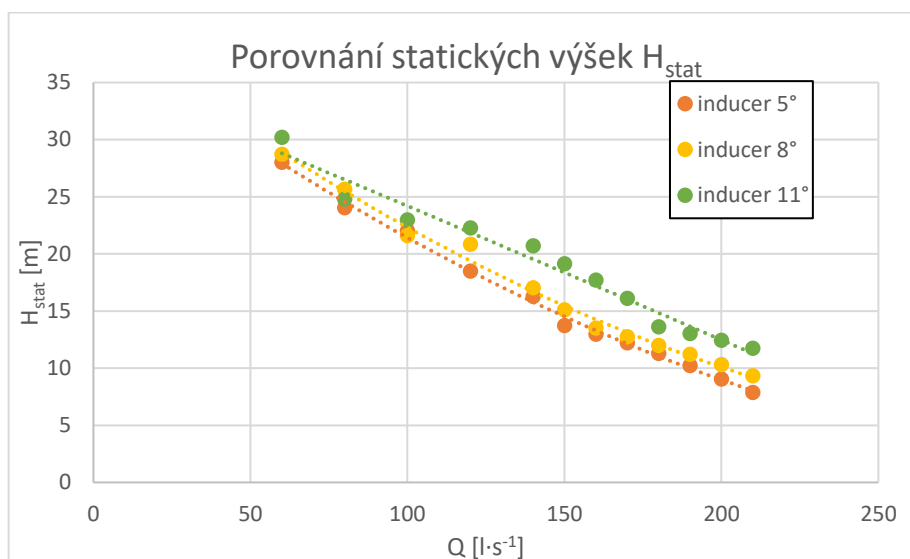
Tab. 5 Zprůměrované hodnoty v posledních 720 časových krocích pro inducery  $i=5^\circ$ ,  $i=8^\circ$ ,  $i=11^\circ$

Z hodnot celkové výšky  $H_{celk}$ , příkonu  $P$  a odpovídajícího průtoku se poté vypočetla hydraulická účinnost. Tato účinnost pro menší průtoky neměla velkou vypovídající hodnotu, takže byla graficky znázorněna jen pro průtoky vyšší. Vypočítala se dle vzorce:

$$\eta_h = \left( H_{celk} \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{Q}{P} \right) \cdot 100 = \left( 9,15 \cdot 997 \cdot 9,81 \cdot \frac{\frac{210}{1000}}{21,75 \cdot 1000} \right) \cdot 100 = \mathbf{86,4 \, \%} \quad (6.1)$$

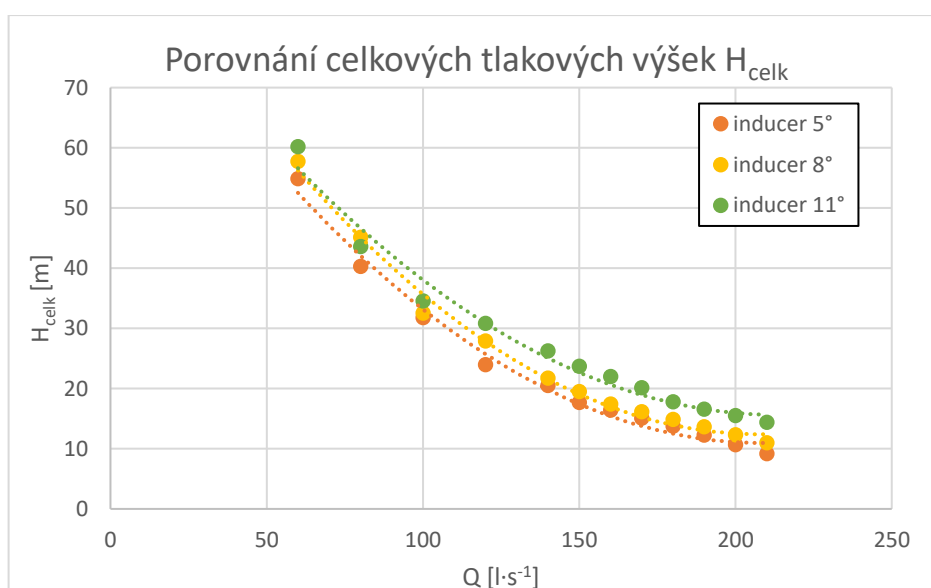
Bylo také vyhodnoceno porovnání jednotlivých veličin u tří navrhovaných inducerů.





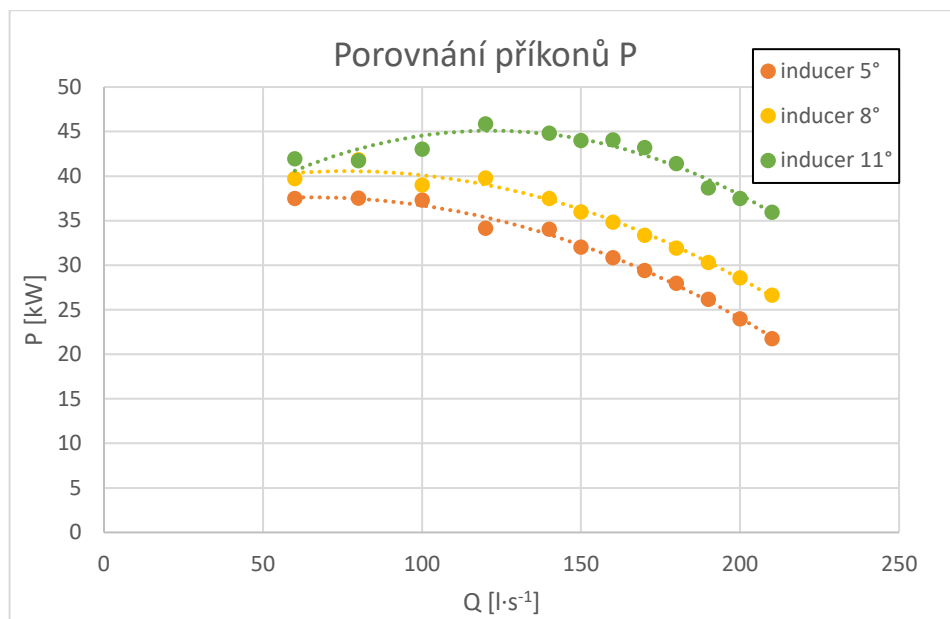
Graf 2 Porovnání statických výšek na třech navrhovaných inducerech

Z grafu můžeme usoudit, že statická výška je nepatrně vyšší u induceru s vyššími úhly náběhu.



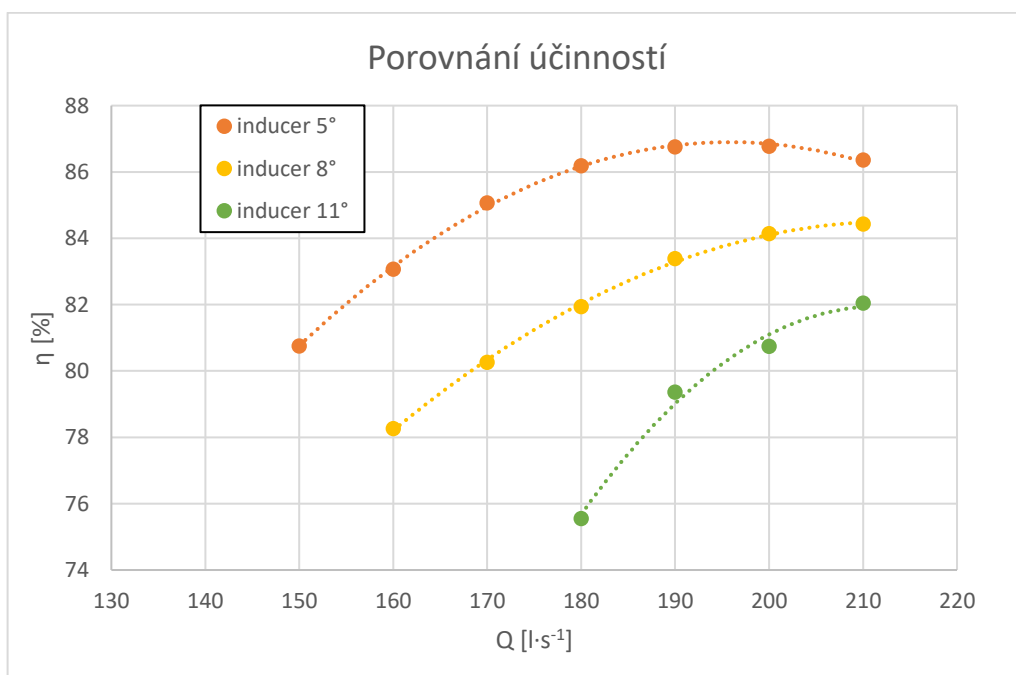
Graf 3 Porovnání celkové výšky u tří navrhovaných inducerů

Celková výška je také nepatrně vyšší u inducerů s vyšším úhlem náběhu.



Graf 4 Porovnání potřebných příkonů u tří navrhovaných inducerů

U porovnání potřebných příkonů je zřejmé, že nejvýhodnější je inducer první s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$ .



Graf 5 Porovnání účinností u tří navrhovaných inducerů

Z grafu porovnání účinností vychází jednoznačně nejlépe inducer první čili inducer s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$ . Z grafu byly účinnosti menších průtoků odstraněny z důvodu, že tyto hodnoty účinností neměly velkou vypovídající hodnotu a neodpovídaly realitě.

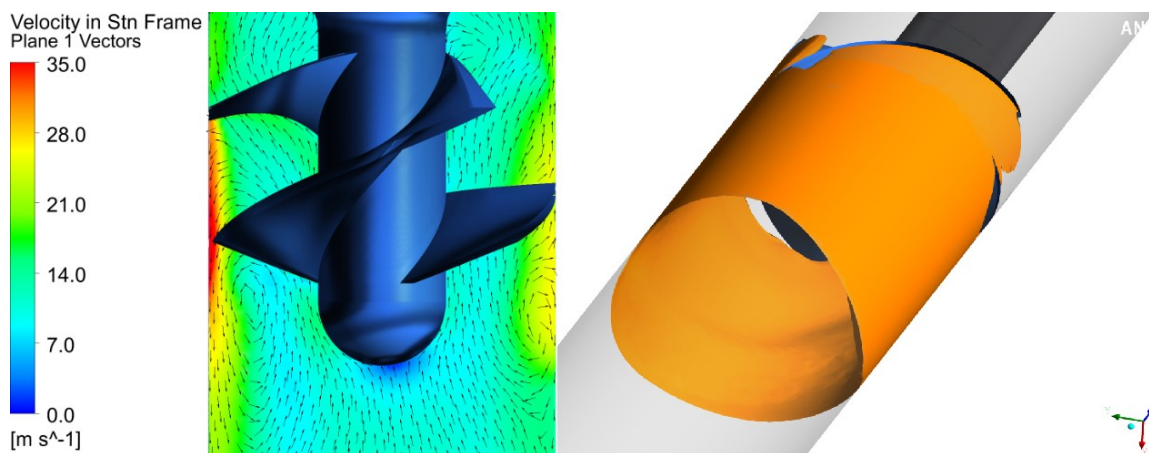
## 6.1 Porovnání vektorů rychlosti a recirkulace inducerů

Dále jsem pomocí programu CFX-post porovnal vektory rychlostí a také rozsah zpětného proudění všech navrhovaných inducerů, abych dále potvrdil, že inducer s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$  je nejvhodnější pro naše účely. Vektory rychlostí byly porovnávány jen ve zvolené rovině, zatímco pro recirkulaci byl použit 3D model výsledku. Oranžová barva naznačuje místa, kde se tento jev nachází.

V této části postupně porovnávám výpočty z 4 různých průtoků  $Q = 80 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ ,  $Q = 120 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ ,  $Q = 170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  a  $Q = 200 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ . Nejprve bude vyhodnocení provedeno u induceru s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$  a poté i u druhého a třetího induceru s úhly náběhu  $i = 8^\circ$  a  $i = 11^\circ$ .

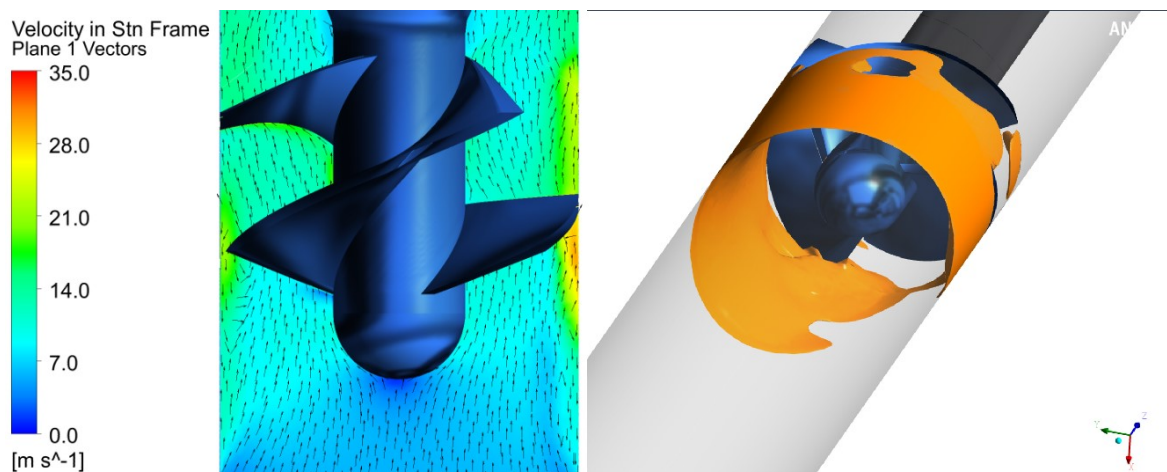
### 6.1.1 Inducer s úhlem náběhu $i = 5^\circ$

Tento inducer vyšel v rámci recirkulace z navrhovaných inducerů nejlépe. Ve všech režimech průtoků má nejmenší „objem“ zpětného proudění. Toto zpětné proudění (nebo také recirkulace) je v obrázcích napravo zobrazeno oranžovou barvou.



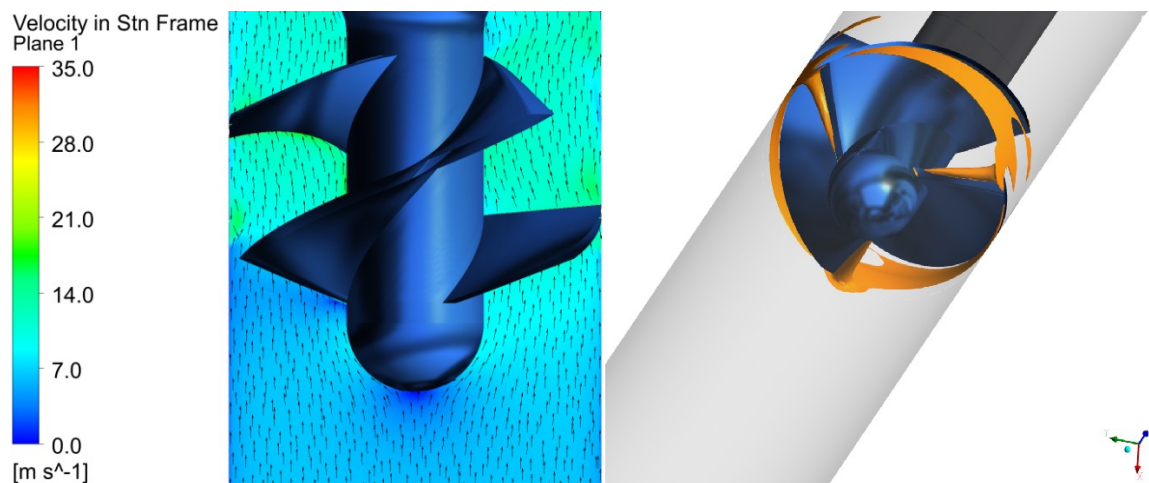
Obr. 28 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$  při průtoku  $Q=80 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

U prvního obrázku můžeme sledovat, že při průtoku pouhých  $Q = 80 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  se tvoří před inducerem víry a je tam tak velká recirkulace, že z tohoto pohledu ani nevidíme celý inducer. Důvodem je hluboce podoptimální průtok.



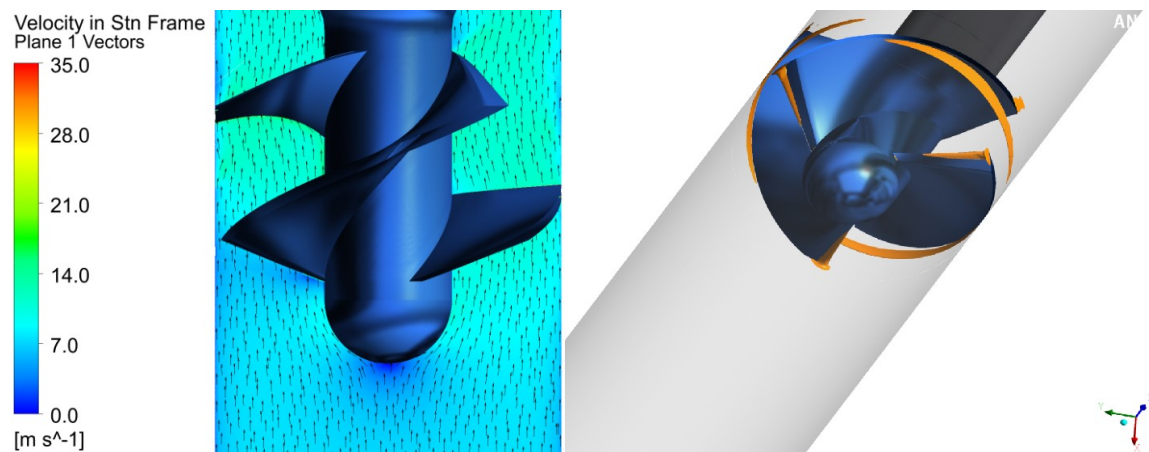
Obr. 29 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$  při průtoku  $Q=120 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

Jestliže si uvědomíme, že optimální průtok pro naše čerpadlo je  $Q = 170 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ , můžeme usoudit, že v tomto podoptimálním režimu se recirkulace vyskytuje více než v optimálním nebo nadoptimálním režimu, které jsou na dalších obrázcích [Obr. 30, 31].



Obr. 30 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$  při průtoku  $Q=170 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

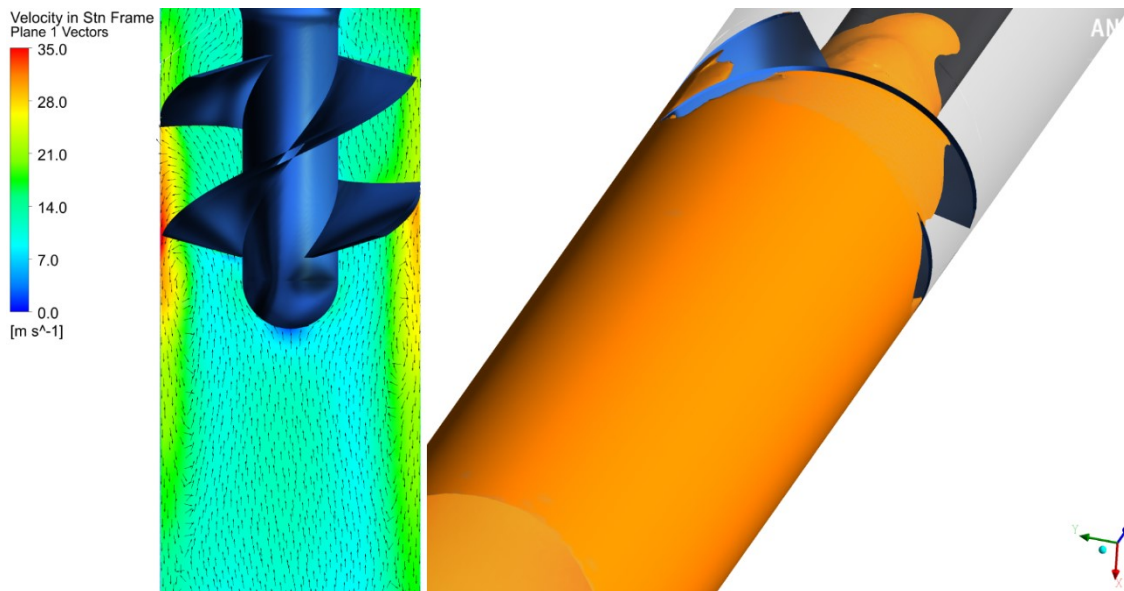
V optimálním režimu už vidíme v rovině méně protisměrných vektorů a také menší recirkulaci.



Obr. 31 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=5^\circ$  při průtoku  $Q=200 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

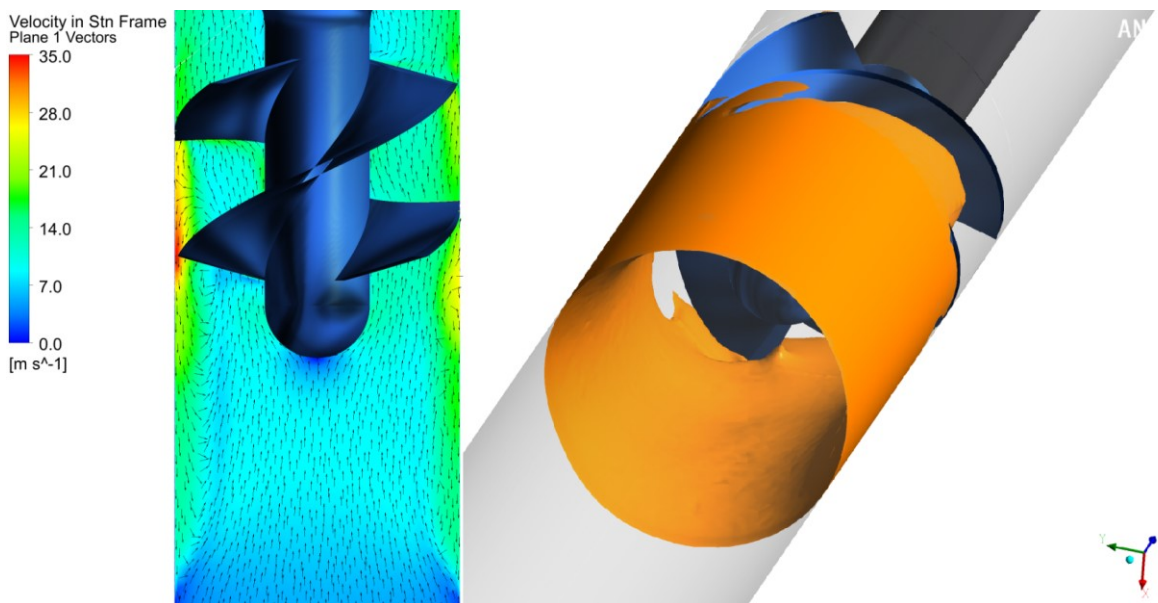
Při průtoku  $Q = 200 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  už nevidíme téměř žádnou recirkulaci v systému a víceméně rovné šipky vektorů tomu také nenasvědčují.

### 6.1.2 Inducer s úhlem náběhu $i = 8^\circ$



Obr. 32 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=8^\circ$  při průtoku  $Q=80 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

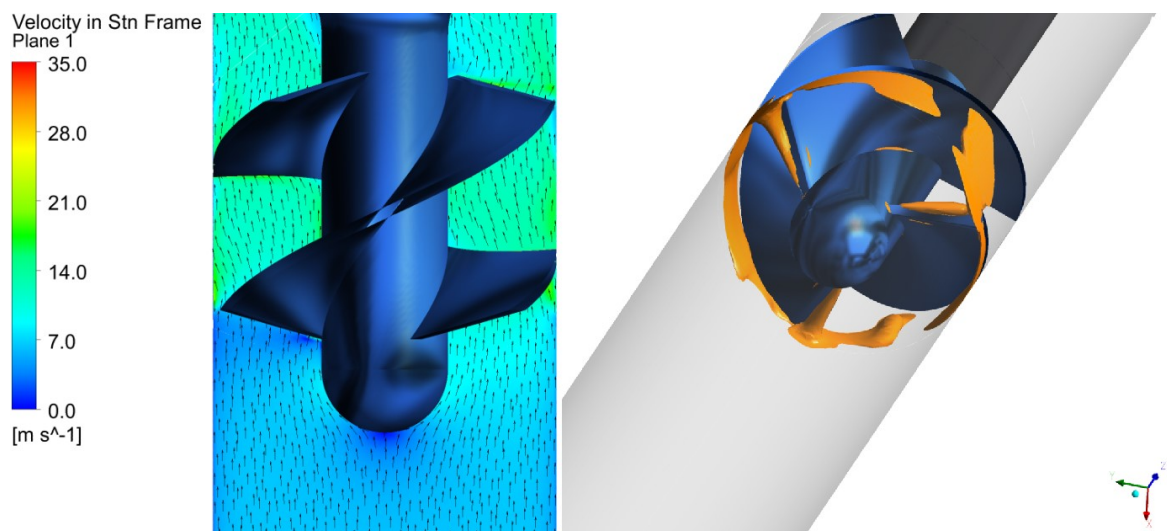
U tohoto induceru si v podoptimálním režimu můžeme všimnout velké recirkulace po celém obvodu domény před inducerem už daleko dříve než u předchozího induceru [viz Obr. 28].



Obr. 33 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=8^\circ$  při průtoku  $Q=120 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

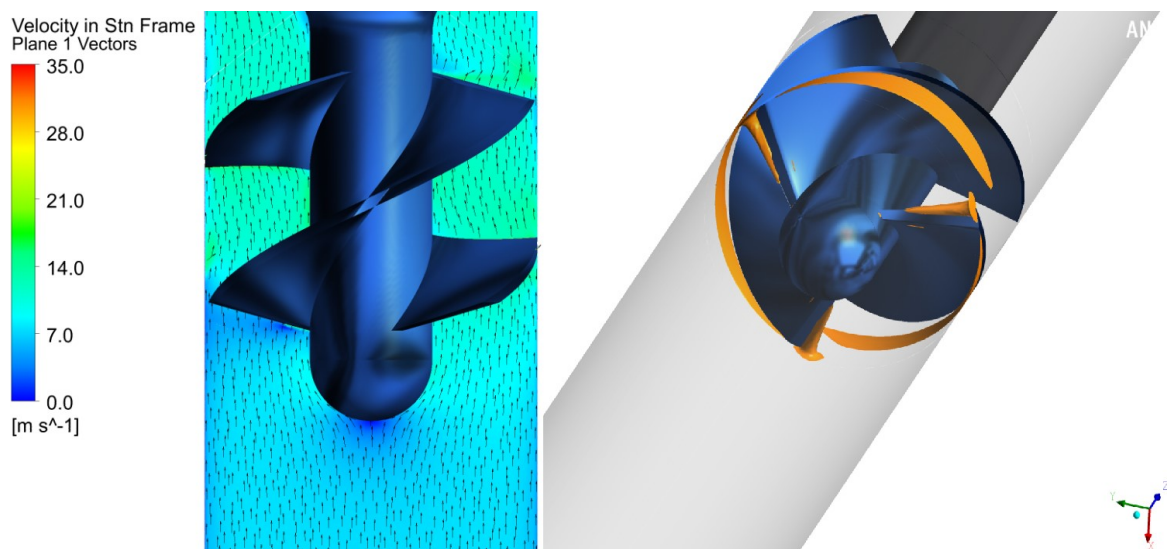
Zde si můžeme všimnout, že se už recirkulace a víry tvoří blíže k induceru, než tomu bylo u menšího průtoku.





Obr. 34 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=8^\circ$  při průtoku  $Q=170 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

U optimálního průtoku je už recirkulace takřka pryč a vektory rychlostí jsou víceméně rovné.

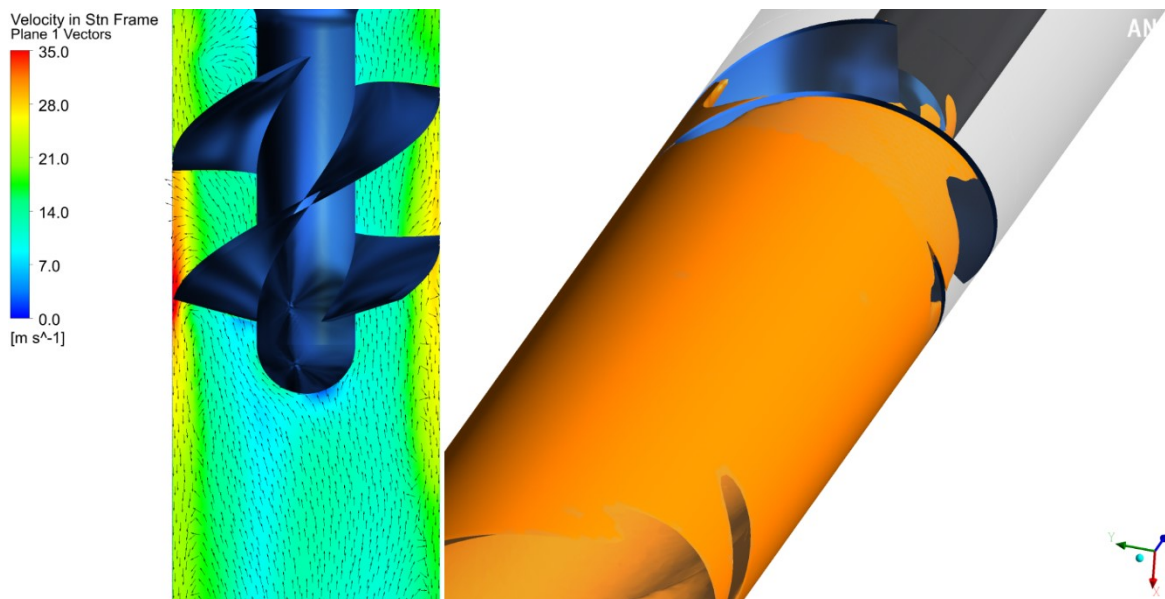


Obr. 35 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=8^\circ$  při průtoku  $Q=200 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

V tomto nadoptimálním režimu průtoku je tento inducer skoro identický s prvním inducerem. Recirkulace se nachází jen velmi malá po obvodu stěny potrubí.

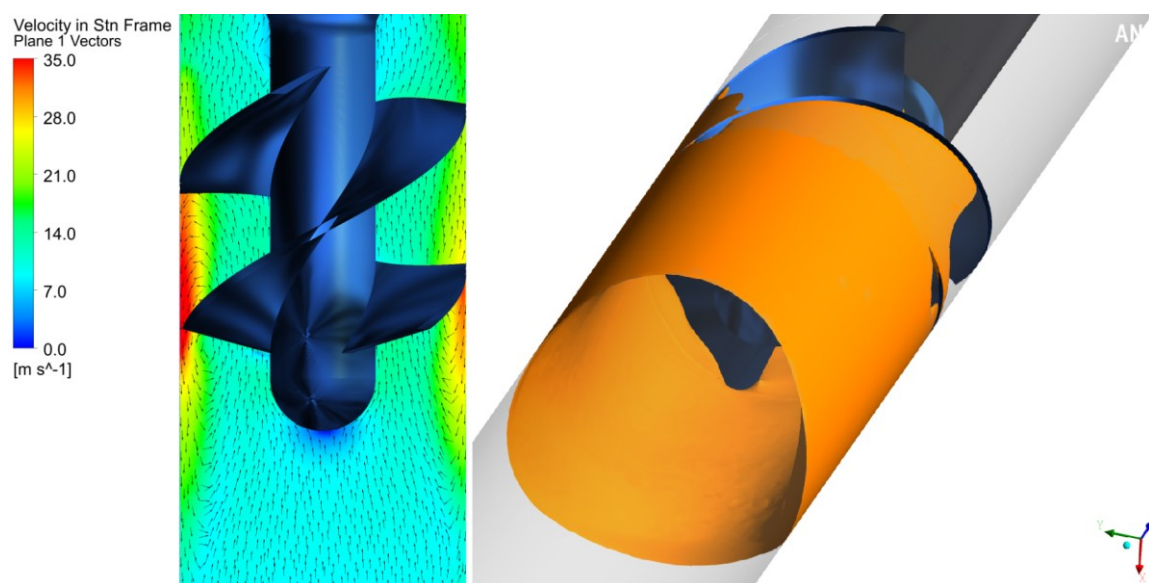
Celkově u tohoto induceru můžeme sledovat trend takový, že čím delší inducer je nebo čím větší má úhel náběhu, tím větší bude i recirkulace neboli zpětné proudění pracovní kapaliny.

### 6.1.3 Inducer s úhlem náběhu $i = 11^\circ$



*Obr. 36 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=11^\circ$  při průtoku  $Q=80 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$*

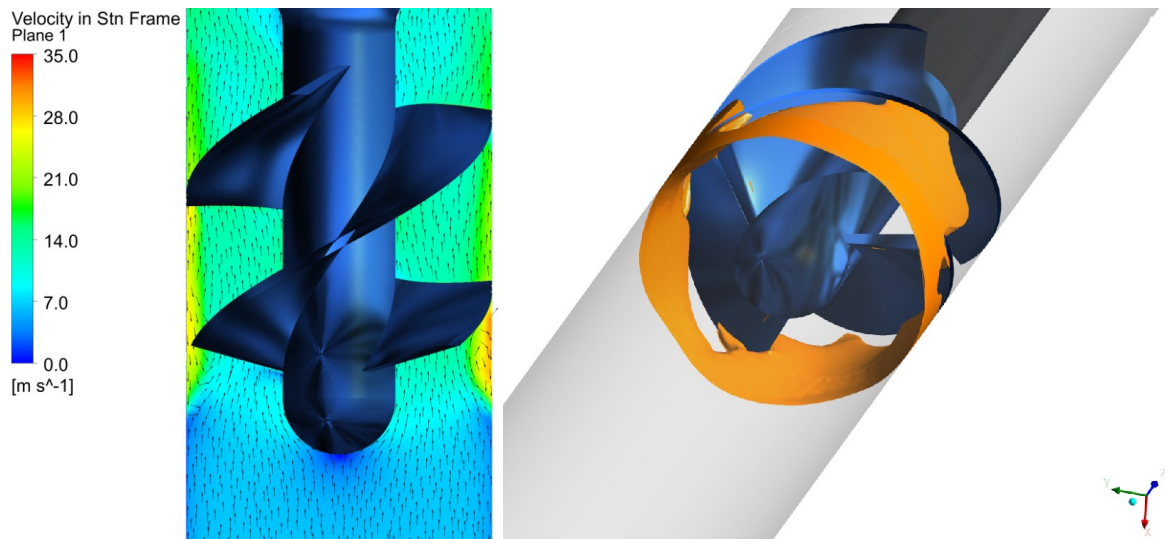
U toho induceru si můžeme všimnout ještě vyšší recirkulace pracovní kapaliny u menších průtoků a tvoření vírů už i za inducerem.



*Obr. 37 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=11^\circ$  při průtoku  $Q=120 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$*

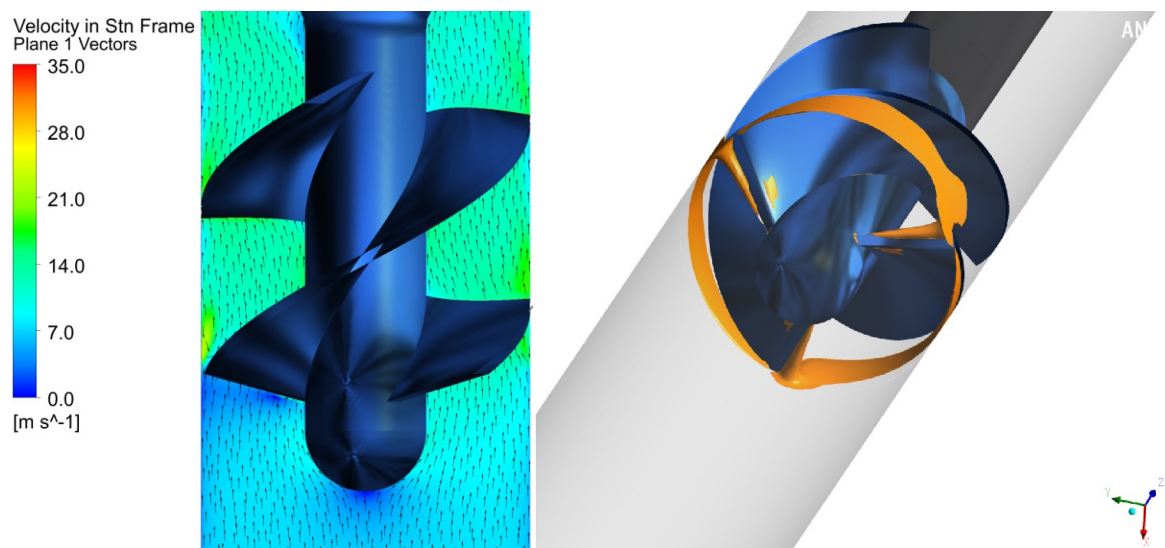
Můžeme si všimnout velkých rychlostí u stěn potrubí s inducerem a recirkulace se se zvyšujícím se průtokem zmenšuje. Při stejném průtoku ale můžeme pozorovat větší recirkulaci a tvorbu vírů jako tomu bylo u předchozích inducerů.

### Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo



Obr. 38 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=11^\circ$  při průtoku  $Q=170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

U tohoto induceru můžeme vypočítat už i v optimálním průtoku viditelně větší recirkulaci a tvoření vírů než u ostatních inducerů. I proto není tento inducer vhodný pro čerpadlo, pro které inducer navrhují.



Obr. 39 Vektory rychlostí a recirkulace u induceru s úhlem náběhu  $i=11^\circ$  při průtoku  $Q=200 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro průtok  $Q = 200 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  se pracovní kapalina už chová podobně jako u ostatních inducerů, recirkulace je minimální a ani se zde netvoří víry, ale při menších průtocích, ba i při optimálním průtoku tento inducer neobstál z důvodu tvoření vírů a nejvyššího zpětného proudu z navrhovaných inducerů.

Z vyhodnocení všech inducerů tedy můžeme opět usoudit, že **nejvhodnější** je pro nás inducer první, tedy **inducer s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$** .



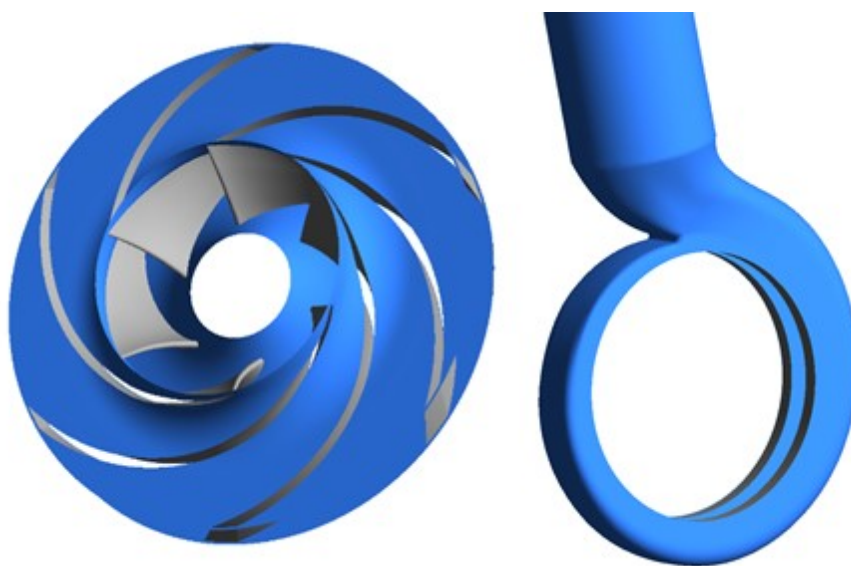
## 7 Stanovení sací schopnosti čerpadla s inducerem

V této kapitole jsem se zabýval výpočtem čerpadla 200-NED-400-35-spec bez induceru a s navrženým inducerem s úhlem náběhu  $i = 5^\circ$ . Toto čerpadlo spadá pod skupinu jednostupňových spirálních čerpadel s radiálním oběžným kolem. Cílem tohoto výpočtu bylo stanovení  $Q-H$  a  $NPSH_3-Q$  charakteristik. Pomocí numerického modelování byly stanoveny strhávací křivky při různých průtocích  $Q = \{60, 100, 180, 220\} \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ .

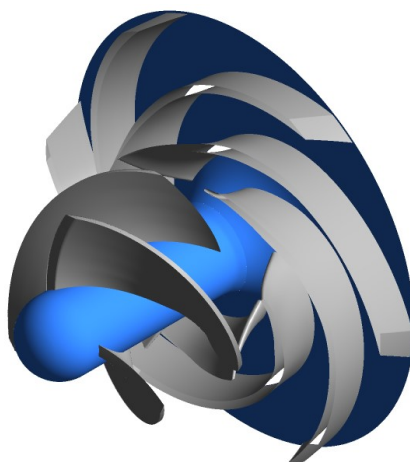
### 7.1 Geometrie a výpočetní síť

Geometrie oběžného kola se šesti lopatkami a spirální skříně byla dodána formou hotového 3D modelu. Geometrie induceru byla zhotovena v programu ANSYS BladeGen jak je již popsáno v předchozí kapitole [5.1]. Před inducer byla umístěna doména potrubí  $l_1 = 1000 \text{ mm}$  a za spirálu byla umístěna druhá doména potrubí  $l_2 = 1500 \text{ mm}$ . Všechny tyto geometrie byly následně spojeny v jednu.

Výpočty byly zprostředkovány ve spolupráci s CHV (Centrum Hydraulického Výzkumu spol. s.r.o.).



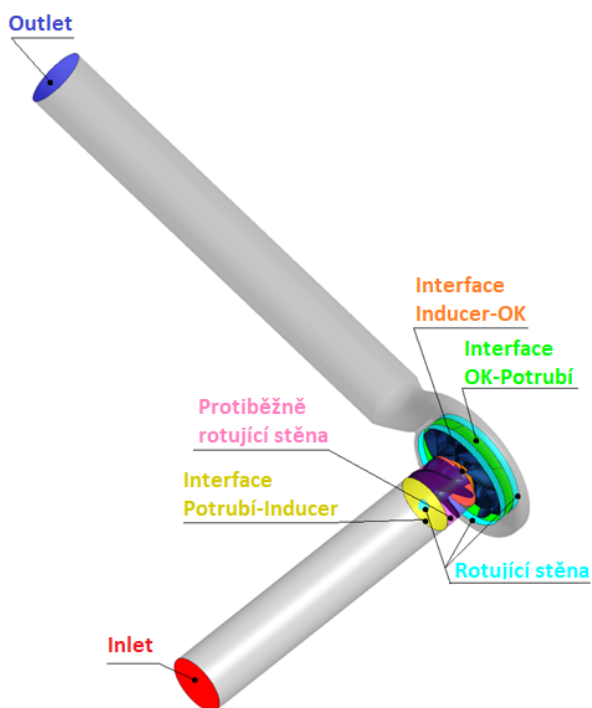
*Obr. 40 Geometrie oběžného kola a spirály*



Obr. 41 Spojené geometrie induceru a oběžného kola

Tvorba výpočetní sítě byla rozdělena na 4 části (vstupní potrubí, inducer, oběžné kolo a spirála s výstupním potrubím). Výpočetní sítě pro vstupní a výstupní potrubí byly vytvořeny v programu ANSYS Meshing a strukturované výpočetní sítě induceru a oběžného kola byly vytvořeny v programu ANSYS TurboGrid. Výsledné výpočetní sítě obsahují 1 142 866 uzlů a 1 573 243 elementů.

Okrajové podmínky jsou zobrazeny na [Obr. 41]. Pro vstup (inlet) byla zvolena podmínka celkového tlaku a na výstupu (outlet) je definována hodnota hmotnostního průtoku.



Obr. 42 Zvolené okrajové podmínky (OK - oběžné kolo)

Výpočet byl realizován jako časově závislý. Jedné otáčky odpovídá 180 časových kroků. Zajeden časový krok se tak oběžné kolo pootočí o 2°. Zvolený časový krok má v tom případě hodnotu:

$$\Delta t = \frac{1}{i \cdot n \cdot p} = \frac{1 \cdot 60}{30 \cdot 2980 \cdot 6} = 0,00011415 \quad [\text{s}] \quad (7.1)$$

Pro popis turbulentního proudění byl použit **výpočetní model SST (Shear Stress Transport)**. Tento model vychází z  $k - \omega$  dvourovnicového modelu turbulence a je popsán v kapitole [5.3.1.1]. Obecně se dá říci, že to je model turbulence, který je doporučen pro modelování proudění v geometriích s rotujícími částmi, tedy i v našem případě.

Abychom modelovali kavitaci a jevy s ní spojené, použili jsme v programu CFX Rayleigh-Plessetův model. Tento model popisuje vícefázové proudění, konkrétně pára + voda s rozpuštěným plynem. Zjednodušenou rovnici tohoto modelu lze napsat jako:

$$\frac{DR}{Dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{|p_v - p|}{\rho}} \text{sign}(p_v - p) \quad (7.2)$$

kde  $t$  [s] je čas,  $\rho$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota kapaliny,  $p_v$  [Pa] je rovnovážný tlak sytých par,  $p$  [Pa] je statický tlak,  $R$  [m] je poloměr bublin.

Fyzikální vlastnosti vody a páry jsou uvedeny v následující tabulce:

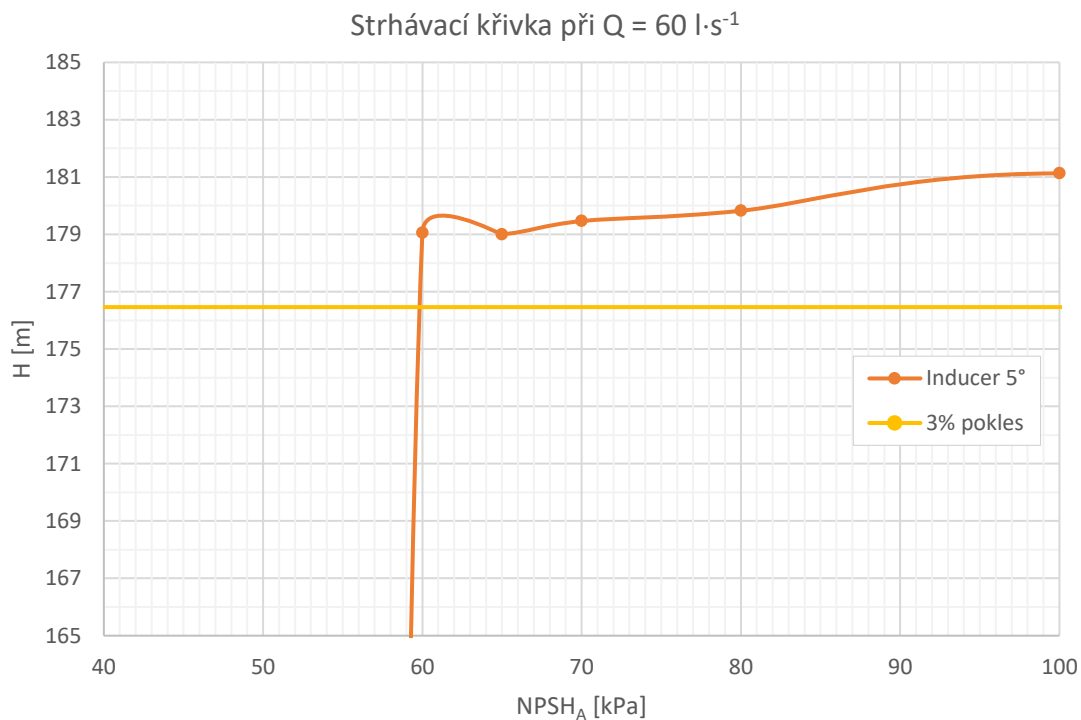
Voda		
Teplota	25	[°C]
Hustota	997,0	[kg·m <sup>-3</sup> ]
Pára		
Teplota	25	[°C]
Hustota	0,02308	[kg·m <sup>-3</sup> ]

Tab. 6 Fyzikální vlastnosti dopravované kapaliny a páry

## 7.2 Výsledky z numerického modelování

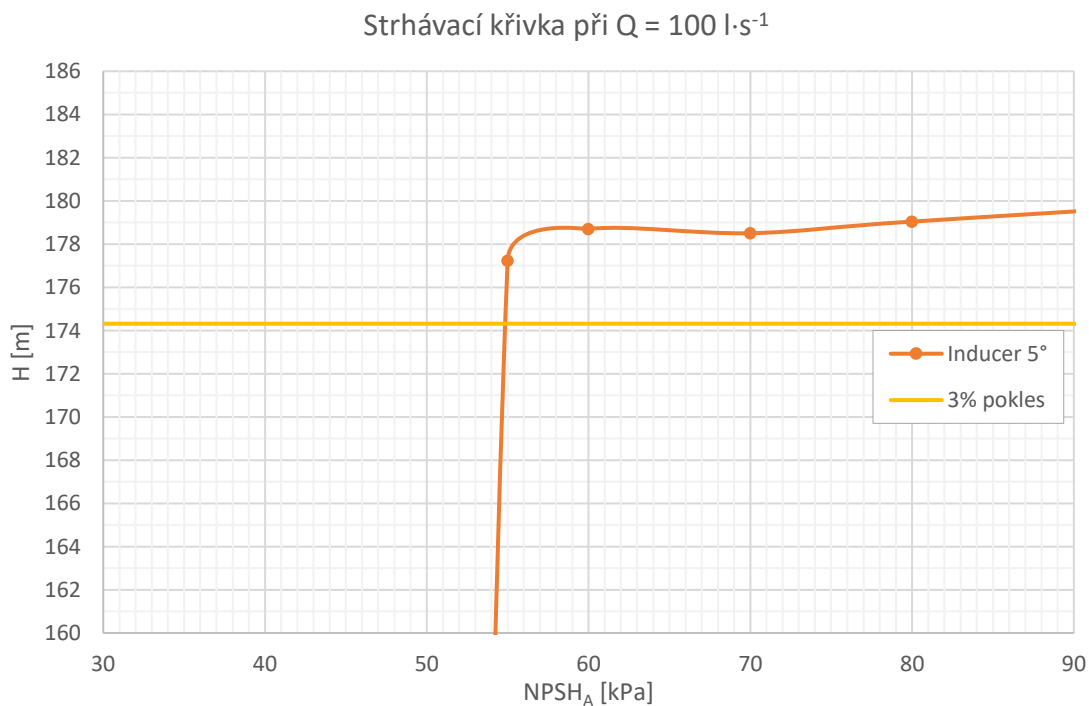
Cílem numerických experimentů bylo stanovení strhávacích křivek pro 4 různé průtoky. Na následujících obrázcích můžeme vidět jednotlivé strhávací křivky,  $Q$ - $H$  charakteristiku a  $NPSH_3$ - $Q$  charakteristiku. Dále jsem jen pro systém s inducerem definoval příkonovou charakteristiku a účinnost.

## 7.2.1 Vyhodnocení strhávacích křivek



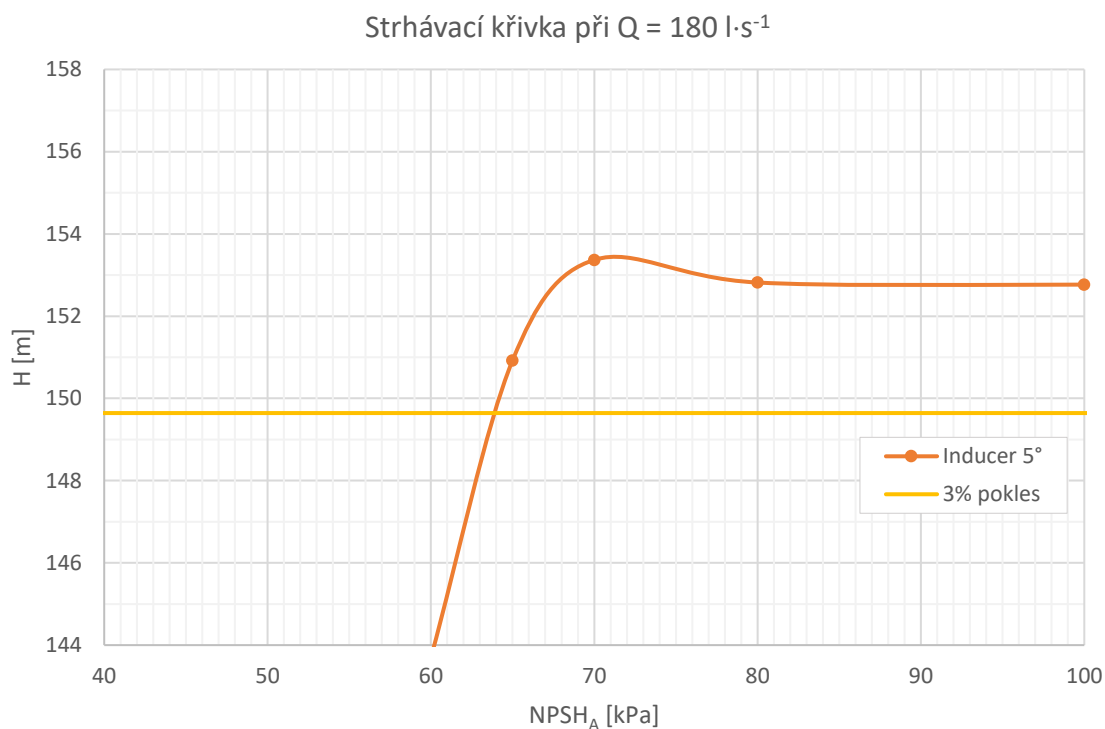
Graf 6 Strhávací křivka při  $Q = 60 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Ze strhávací křivky pro  $Q = 60 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  můžeme odečíst protnutí této s poklesnutím výšky o 3% na  **$NPSH_3 = 60 \text{ kPa}$** .



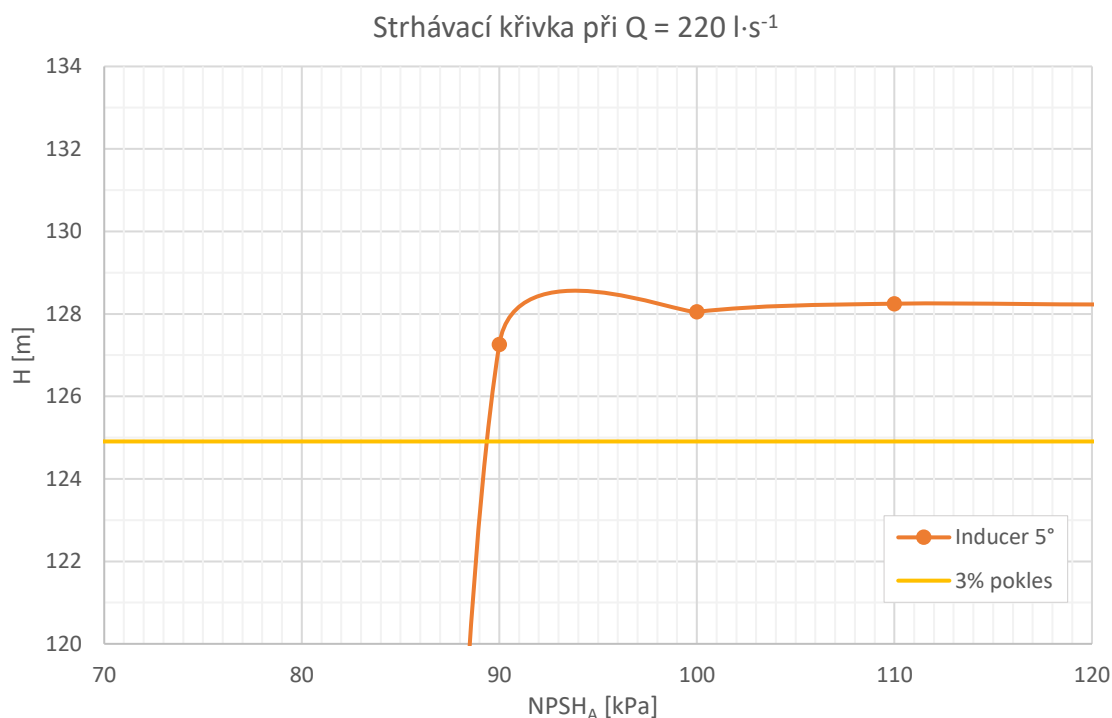
Graf 7 Strhávací křivka při  $Q = 100 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Z druhé strhávací křivky pro průtok  $Q = 100 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  můžeme vyčíst, že protnutím 3% poklesnutí výšky vychází  **$NPSH_3 = 55 \text{ kPa}$** .



Graf 8 Strhávací křivka při  $Q = 180 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Z další strhávací křivky průtoku  $Q = 180 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  můžeme usoudit, že není tak prudká jako ostatní a že protne 3% pokles výšky v  **$NPSH_3 = 64 \text{ kPa}$** .

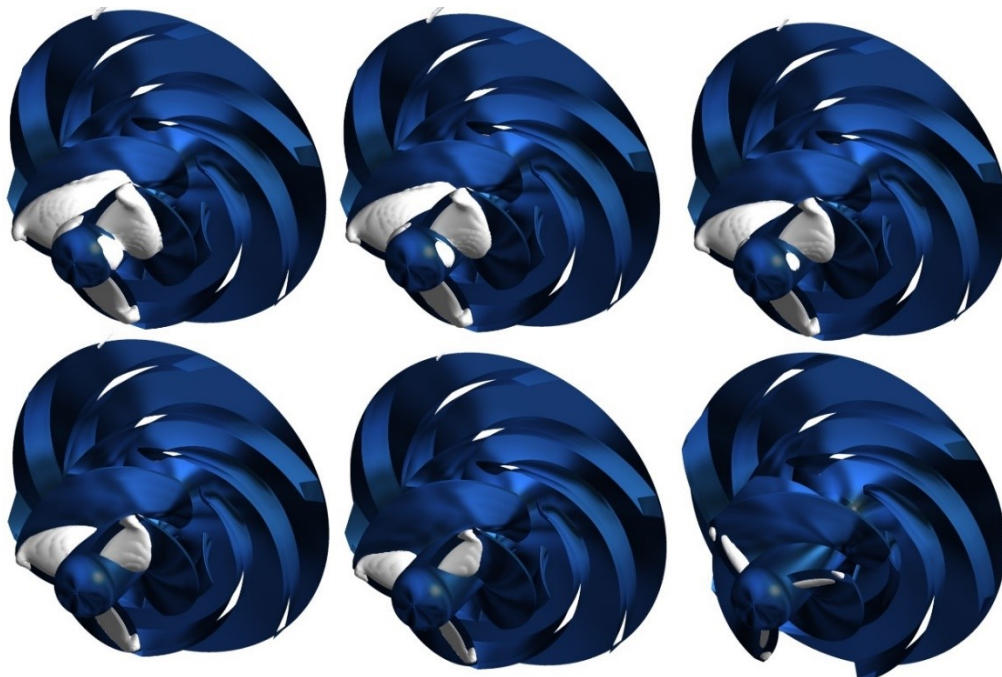


Graf 9 Strhávací křivka při  $Q = 220 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Z poslední strhávací křivky vychází  **$NPSH_3 = 89,5 \text{ kPa}$** .

## 7.2.2 Vyhodnocení oblasti tvorby kavitace

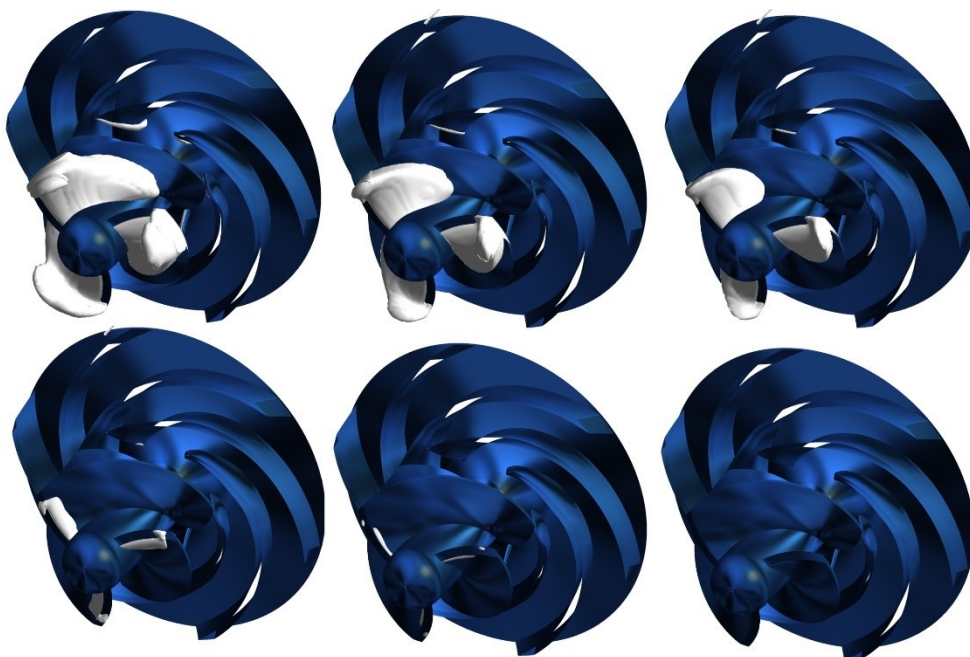
a) průtok  $Q = 60 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 43 Viditelné oblasti tvorby kavitace (parní frakce 10%) při průtoku  $Q=60 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  při různých tlacích; (zleva shora)  $p=60 \text{ kPa}$ ,  $p=65 \text{ kPa}$ ,  $p=70 \text{ kPa}$ ,  $p=80 \text{ kPa}$ ,  $p=100 \text{ kPa}$ ,  $p=150 \text{ kPa}$

Z těchto obrázků si můžeme všimnout, kde kavitace vzniká. Kavitace začíná vznikat na vstupní hraně induceru. Při větších tlacích už kavitace téměř nevzniká. Dle strhávací zkoušky se inducer tzv. strhne na tlaku  $p = 60 \text{ kPa}$ . Pod tímto tlakem se už objevuje kavitace po celém induceru.

b) průtok  $Q = 100 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

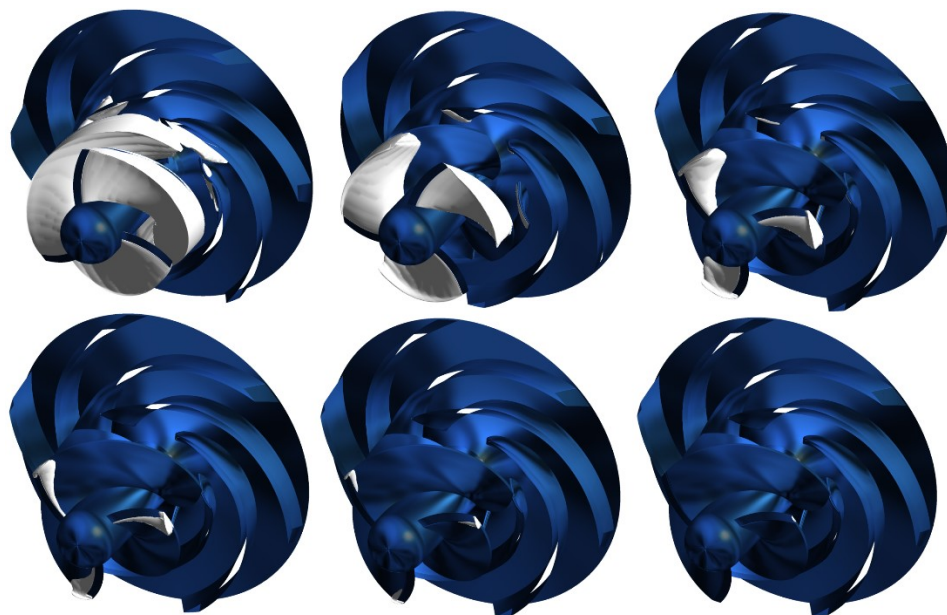


Obr. 44 Viditelné oblasti tvorby kavitace (parní frakce 10%) při průtoku  $Q=100 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  při různých tlacích; (zleva shora)  $p=55 \text{ kPa}$ ,  $p=80 \text{ kPa}$ ,  $p=100 \text{ kPa}$ ,  $p=200 \text{ kPa}$ ,  $p=300 \text{ kPa}$ ,  $p=400 \text{ kPa}$



Pod tímto průtokem se oběžné kolo s inducerem strhne už při tlaku  $p = 55 \text{ kPa}$ .  
Negativní účinky přichází už ale při tlaku  $p = 100 - 200 \text{ kPa}$ .

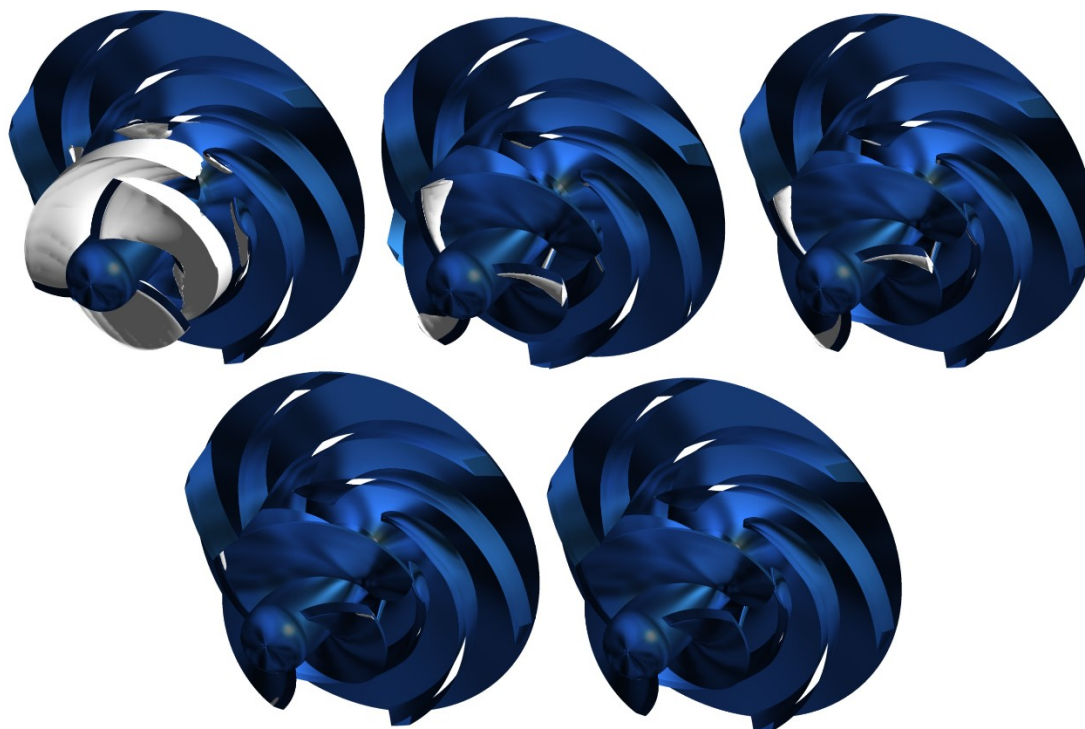
**c) průtok  $Q = 180 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$**



Obr. 45 Viditelné oblasti tvorby kavitace (parní frakce 10%) při průtoku  $Q=180 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  při různých tlacích;  
(zleva shora)  $p=65 \text{ kPa}$ ,  $p=100 \text{ kPa}$ ,  $p=200 \text{ kPa}$ ,  $p=300 \text{ kPa}$ ,  $p=500 \text{ kPa}$ ,  $p=700 \text{ kPa}$

S tímto průtokem se inducer strhne při tlaku  $p = 64 \text{ kPa}$ . Výrazné potíže ale přichází už při tlaku  $p = 100 \text{ kPa}$ .

**d) průtok  $Q = 220 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$**



Obr. 46 Viditelné oblasti tvorby kavitace (parní frakce 10%) při průtoku  $Q=220 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  při různých tlacích;  
(zleva shora)  $p=90 \text{ kPa}$ ,  $p=250 \text{ kPa}$ ,  $p=300 \text{ kPa}$ ,  $p=500 \text{ kPa}$ ,  $p=700 \text{ kPa}$

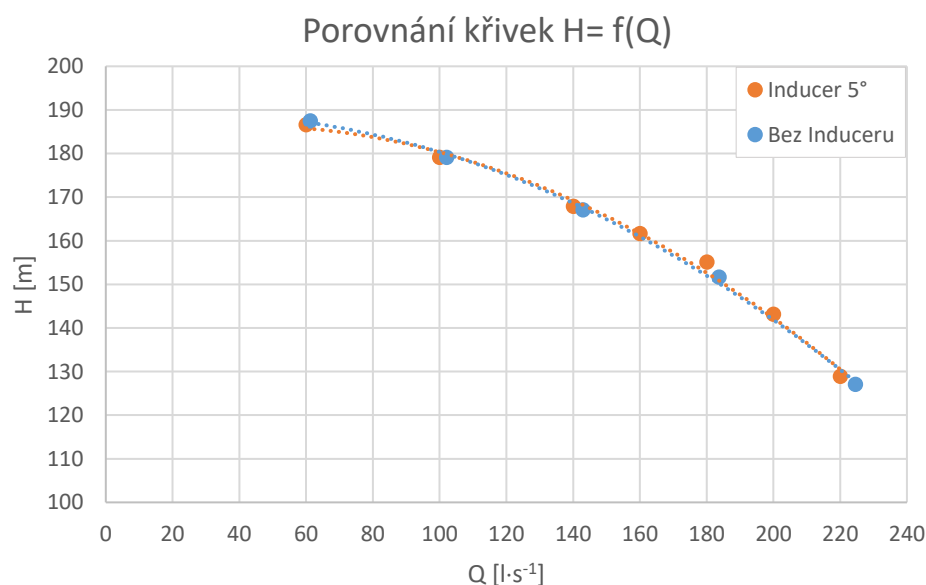
Při tomto průtoku je inducer stržen už při tlaku  $p = 89,5 \text{ kPa}$ . Kavitace se tu mírně tvoří i při tlaku  $p = 250 \text{ kPa}$ .

### 7.2.3 Vyhodnocení charakteristik

Vyhodnocení porovnání charakteristik  $Q-H$  dle hodnot uvedených v tabulce [Tab. 7] je uvedeno v následujícím grafu [Graf 11]:

Inducer 5°		Bez induceru	
Q	H	Q	H
[l·s <sup>-1</sup> ]	[m]	[l·s <sup>-1</sup> ]	[m]
60	186,6	61,2	187,5
100	179,1	102,1	179,1
140	167,9	142,9	167,1
160	161,7	183,7	151,6
180	155,1	224,5	127,1
200	143,1		
220	128,9		

Tab. 7 Vypočítané hodnoty pro graf  $Q-H$  pro inducer 5° a bez induceru



Graf 10 Porovnání  $Q-H$  charakteristik s inducerem a bez induceru

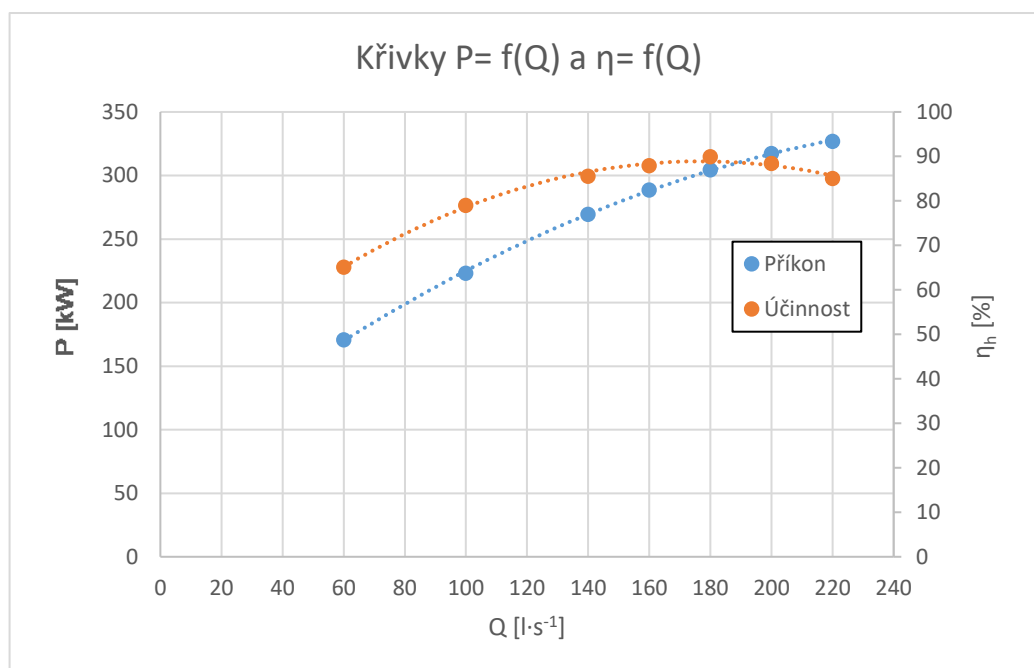
Můžeme si všimnout, že  $Q-H$  charakteristiky čerpadla s inducerem a bez induceru vyšly takřka **identicky**. Jsou v dobré shodě a je patrné, že inducer zařazený před oběžné kolo nezhoršil výkonové parametry.

Dále byly dle hodnot z [Tab. 8] vyhodnoceny výkonové charakteristiky příkonu a hydraulické účinnosti pro systém s inducerem v grafech [Graf 12,13]:



Inducer 5°		
Q	P	$\eta_h$
(l·s <sup>-1</sup> )	(kW)	(%)
60	170,7	65,1
100	223,2	79,0
140	269,6	85,6
160	288,5	88,0
180	304,4	90,0
200	317,4	88,5
220	327,0	85,1

Tab. 8 Vyhodnocené hodnoty příkonu a účinnosti pro systém s inducerem

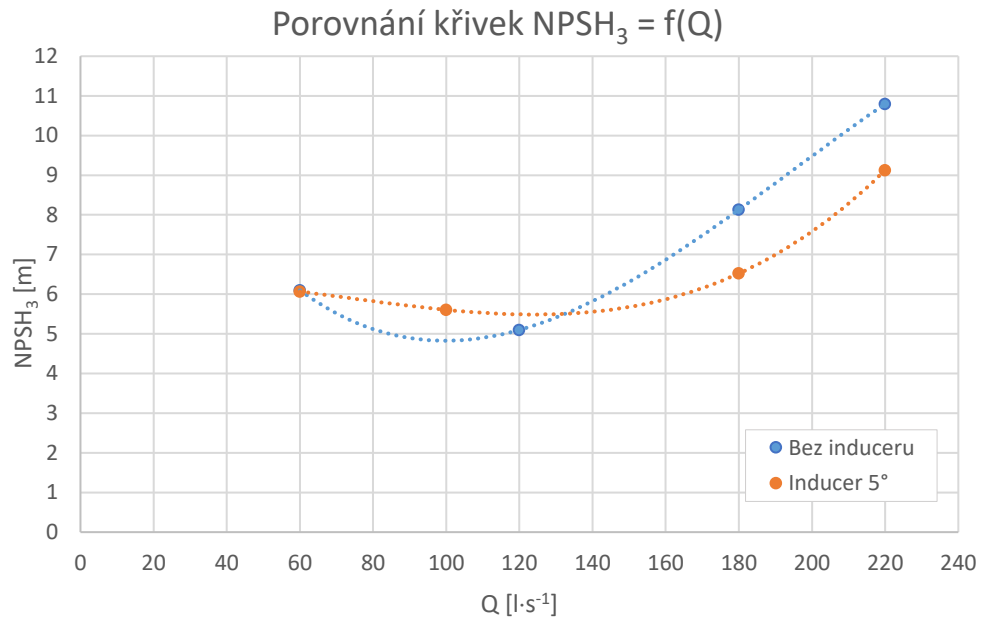


Graf 11 Vyhodnocení křivek příkonu a účinnosti systému s inducerem

V grafu vidíme, že účinnost je nejvyšší u optimálního průtoku a příkon se postupně zvyšuje se zvyšujícím se průtokem.

Inducer 5°		Bez induceru	
Q	NPSH <sub>3</sub>	Q	NPSH <sub>3</sub>
[l·s <sup>-1</sup> ]	[m]	[l·s <sup>-1</sup> ]	[m]
60	6,07	60	6,10
100	5,61	120	5,10
180	6,52	180	8,13
220	9,12	220	10,80

Tab. 9 Vypočítané hodnoty pro graf NPSH<sub>3</sub>-Q pro inducer 5° a bez induceru



Graf 12 Porovnání  $NPSH_3$ - $Q$  charakteristik s inducerem a bez induceru

Z tohoto porovnání  $NPSH_3$  křivek můžeme vidět, že inducer v **podoptimálních** režimech  $Q = 130 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  a méně **navyšuje**  $NPSH_3$ , ale v **optimálních a nadoptimálních** režimech  $Q = 170 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  a více ho naopak **redukuje**.

## 8 Závěr

V této diplomové práci jsem se nejprve obeznámil s problematikou navrhování induceru, která je popsána v prvních kapitolách. Poté jsem nadefinoval pojem kavitace, její projevy a podstatu.

Ve druhé části jsem se věnoval **hydrodynamickým čerpadlům**. Tyto čerpadla jsem rozdělil dle směru výtoku kapaliny na radiální, axiální a diagonální a všechny druhy jsem popsal. V rámci druhé kapitoly jsem nadefinoval kavitační charakteristiky čerpadla. Mezi ně patří měrná sací energie, kavitační deprese neboli *NPSH*, Thomův kavitační součinitel a sací otáčky.

Ve třetí kapitole se věnuji **induceru** a teorii jeho návrhu. Tato teorie je podrobněji popsána v literatuře<sup>5</sup>.

Ve čtvrté kapitole jsem podrobně nadefinoval všechny výpočetní veličiny. Tyto veličiny sloužily pro návrh 3 inducerů. Navrhnuté inducery se liší délkově a **úhlem náběhu  $i = 5^\circ, 8^\circ, 11^\circ$** .

Další část diplomové práce popisuje numerické modelování a software k tomu používaný. K výpočtům jsem použil program ANSYS Workbench s jeho podprogramy ANSYS BladeGen pro nastavení a vygenerování induceru, ANSYS TurboGrid pro vysíťování induceru, ANSYS Geometry pro výrobu domén kolem induceru a ANSYS Meshing pro vysíťování domén. Samotné výpočty byly uskutečněny v programu ANSYS CFX. V této kapitole jsem také popsal výpočetní model turbulence  $k - \omega$  SST (Shear Stress Transport).

V šesté kapitole této diplomové práce jsem postupně vyhodnotila statická výška, celkovou výšku, příkon a účinnost u všech tří inducerů. Nejvyšší statickou výšku, celkovou výšku a příkon jsem vyhodnotil u induceru s úhlem náběhu  $i = 11^\circ$  a nejvyšší účinnost měl inducer s nejnižším **úhlem náběhu  $i = 5^\circ$** . U tohoto induceru jsem zjistil nejmenší vstupní recirkulaci, která se názorně vyobrazena v kapitole 6.1.

V poslední kapitole popisují kavitační výpočet se zadaným čerpadlem **200-NED-400-35-spec** s navrhnutým inducerem a bez induceru. Byla nadefinována geometrie výpočtu, okrajové podmínky a fyzikální vlastnosti pracovní kapaliny. Poté jsem graficky zobrazil strhávací křivky čerpadla s inducerem a viditelné oblasti tvorby kavitace při 4 různých průtocích.

Na závěr jsem vyhodnotil charakteristiky příkonu a hydraulické účinnosti a porovnal charakteristiky  $Q - H$  a  $NPSH_3 - H$  pro čerpadlo s inducerem a bez induceru. Z  $NPSH_3$  charakteristiky vyplývá, že inducer **navyšuje** hodnotu  $NPSH_3$  v **podoptimálních** režimech průtoku a **redukuje** ji v optimálních a **nadoptimálních** režimech.

## **Poděkování**

Touto formou bych chtěl srdečně poděkovat paní doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za morální i odbornou podporu a poskytnutí potřebných materiálů při vypracovávání této diplomové práce. Dále bych chtěl velice poděkovat panu Ing. Lukáši Zavadilovi, Ph.D. za specializovanou podporu v oblasti inducerů a výpočetních podsoftwarů sady ANSYS. V neposlední řadě bych chtěl vřele poděkovat své rodině za příležitost studovat na této škole.

## 9 Seznam použité literatury

1. GÜLICH, J. F. *Centrifugal Pumps 3rd edition* 2014. ISBN 978-3-642-40113-8; ISBN 978-3-642-40114-5 (eBook)
2. KLUSÁK, O. *Návrh induceru před oběžným kolem odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 102 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
3. MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2657-4.
4. BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1626-9.
5. BAJOREK, M. *Metodický pokyn pro návrh induceru člankového čerpadla* Dostupné na DVD u diplomové práce.
6. BLÁHA, Jaroslav Karel BRADA a GRAF. ÚPRAVA MIROSLAVA KUPKOVÁ. *Hydraulické stroje: Celostát. vysokošk. příručka pro skupinu stud. oborů Strojírenství a ostatní kovodělná výroba*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992. ISBN 80-030-0665-1.
7. BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2 část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online], Datum poslední revize 11.11.2004. Dostupné z < <http://www.boldis.cz/citace/citace.html> >
8. HRUŠKA, Jan. *Hydrodynamická čerpadla* [online], Dostupné z: < [http://katedry.osu.cz/kpv/čerpadla-jh/Jan\\_Hruska\\_MUC\\_soubory/page0013.htm](http://katedry.osu.cz/kpv/čerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0013.htm) >
9. *Hydrodynamická čerpadla* [online], Dostupné z: < <http://druhy-čerpadel.cz/hydrodynamicka/> >

10. Čerpadla používaná v požární ochraně, [online], Dostupné z:  
< <http://www.pozarnitaktika.snadno.eu/Cerpadla.html> >
11. Kavitace [online], Datum poslední editace stránky: 30.10.2017. Dostupné z:  
< <https://cs.wikipedia.org/wiki/Kavitace> >
12. ŠMÍD, P. *Konstrukční provedení čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 38 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
13. BOJKO, M. *3D proudění – Ansys Fluent, učební text*. VŠB-TU Ostrava, 2012, 314 s. [online] Dostupné z: < <http://www.338.vsb.cz/studium/skripta/> >
14. NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00206-0.
15. KOZUBKOVÁ, Milada *Simulace a modelování hydraulických systémů* VŠB-TU Ostrava, 2009, 128 s. [online] Dostupné z: < <http://www.338.vsb.cz/studium/skripta/> >